

Original document

ECCENTRIC WEIGHT TYPE VIBRATION-GENERATION CONTROL METHOD AND ECCENTRIC WEIGHT TYPE EXCITER

Publication number: JP9221753

Publication date: 1997-08-26

Inventor: INOUE TOSHIO; KATSUBE JUNICHI; SUZUKI YUKICHI

Applicant: CHOWA KOGYO KK

Classification:

- international: **E02D3/074; B06B1/16; E02D7/18; E02D3/00; B06B1/10; E02D7/00;** (IPC1-7): E02D7/18; B06B1/16; E02D3/074

- European:

Application number: JP19960032330 19960220

Priority number(s): JP19960032330 19960220

[View INPADOC patent family](#)

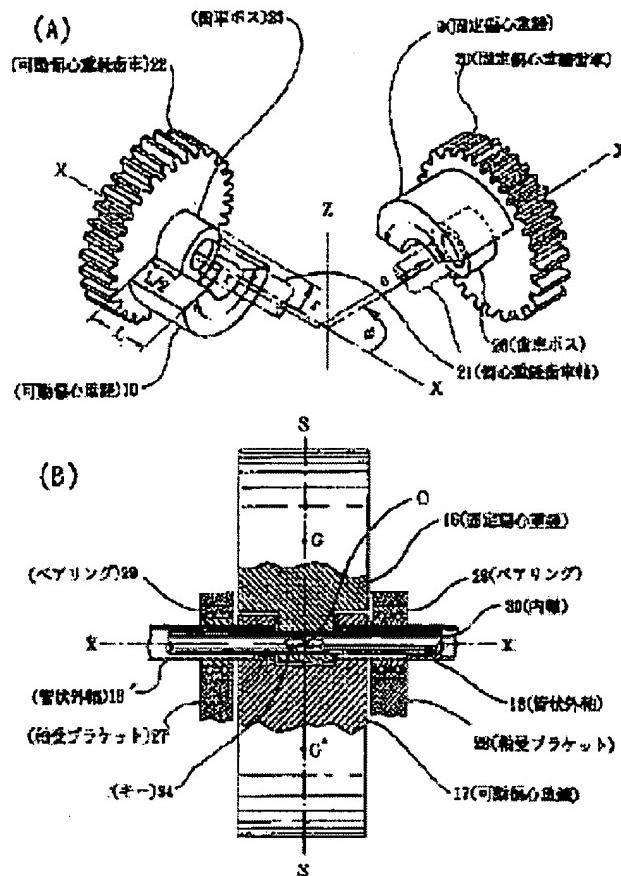
[View list of citing documents](#)

[Report a data error here](#)

Abstract of JP9221753

PROBLEM TO BE SOLVED: To set force working so as to incline a center line to zero by installing and rotating a fixed eccentric weight and a movable eccentric weight to one shaft center line, controlling the rotational phase difference of the fixed eccentric weight and the movable eccentric weight and improving technique, by which exciting force is varied and adjusted. **SOLUTION:** A virtual plane s-s crossed at a right angle with a shaft X is assumed, and the center of gravity G of a fixed eccentric weight 16 and the center of gravity G' of a movable eccentric weight 17 are placed on the virtual plane s-s. Since the points of the application of force to an X-axis of centrifugal force working to the centers of gravity G, G' coincide, turning moment working so as to tilt the X-axis is not generated. Accordingly, the so-called 'miso' braying motion of the shaft is not generated.

THIS PAGE BLANK (USPTO)



Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-221753

(43)公開日 平成9年(1997)8月26日

(51)Int.Cl.⁶

識別記号

序内整理番号

F I

技術表示箇所

E 0 2 D 7/18

E 0 2 D 7/18

B 0 6 B 1/16

B 0 6 B 1/16

E 0 2 D 3/074

E 0 2 D 3/074

審査請求 有 請求項の数14 O.L (全22頁)

(21)出願番号

特願平8-32330

(71)出願人 391002122

調和工業株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番4号

(22)出願日 平成8年(1996)2月20日

(72)発明者 井上 敏男

東京都品川区大崎1丁目6番4号 調和工業株式会社内

(72)発明者 勝部 淳一

東京都品川区大崎1丁目6番4号 調和工業株式会社内

(72)発明者 鈴木 勇吉

東京都品川区大崎1丁目6番4号 調和工業株式会社内

(74)代理人 弁理士 秋本 正実

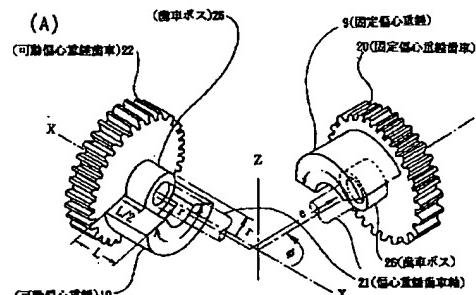
(54)【発明の名称】 偏心重錘式の振動発生・制御方法、および偏心重錘式起振機

(57)【要約】

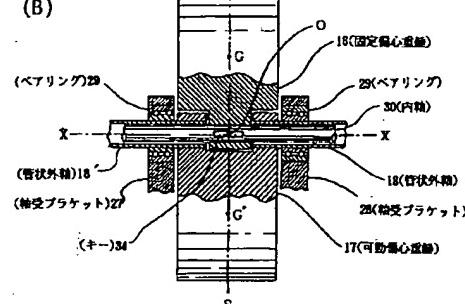
【課題】 1本の回転軸中心線Xに対して固定偏心重錘16と可動偏心重錘17を取り付けて回転させ、上記固定偏心重錘16と可動偏心重錘17との回転位相差を制御して起振力を増減調節する技術を改良して、前記中心線Xを傾けるように作用する力をゼロならしめる。

【解決手段】 回転軸Xに直交する仮想の平面S-Sを想定し、固定偏心重錘16の重心G、および、可動偏心重錘17の重心G'を、上記仮想の平面S-S上に位置せしめる。上記の重心G、G'に働く遠心力の、X軸に対する着力点が一致するので、X軸が傾けられように作用する回転モーメントが発生しない。従って、回転軸がいわゆる味噌振り運動しなくなる。

[図 1]



(B)



【特許請求の範囲】

【請求項1】 回転軸の中心線をX軸とし、該X軸に関して等しい偏心モーメントを有する2個の偏心重錘を配置し、

上記2個の偏心重錘それぞれの重心を、X軸に垂直な同一平面上に位置せしめるとともに、

上記2個の偏心重錘相互の回転位相差を制御しつつ該2個の偏心重錘をX軸の周りに回転させることを特徴とする、偏心重錘式の振動発生・制御方法。

【請求項2】 前記2個の偏心重錘がX軸に関して相対的に回動し得る最大角度を約60度に制限し、

双方の偏心重錘がX軸に関して対称に位置した状態を基準状態として、2個の偏心重錘の位相差を、基準状態から約30度の範囲内で変化させることを特徴とする、請求項1に記載した偏心重錘式の振動発生・制御方法。

【請求項3】 前記2個の偏心重錘の位相差を標準状態に近づけて該2個の偏心重錘の総合偏心モーメント量を減少せしめたときに発生する振動加速度を、ほぼ重力加速度とし、もしくは、重力加速度よりも小さくすることを特徴とする、請求項1もしくは請求項2に記載した偏心重錘式の振動発生・制御方法。

【請求項4】 偏心重錘を取り付けられた内軸に対して、上記と異なる偏心重錘を取り付けられた管状の外軸が相対的回動可能に嵌合されており、

上記2個の偏心重錘のモーメントが相互に等しく、

上記2個の偏心重錘それぞれの重心が、前記の内軸および外軸と垂直な同一平面上に位置していることを特徴とする、偏心重錘式起振機。

【請求項5】 それぞれ偏心重錘を固着された2個の歯車が同一の歯車軸によって相対的回動可能に支承されており、

上記2個の歯車のそれぞれに固着されている2個の偏心重錘の歯車軸に関する偏心モーメントが相互に等しく、かつ、上記2個の偏心重錘それぞれの重心の回転軌跡円が同一平面上に位置していることを特徴とする、偏心重錘式起振機。

【請求項6】 前記2個の偏心重錘のそれを個別に回転駆動する2個のモータが設けられており、かつ、上記2個のモータは相互の回転位相差を制御する手段を設けられたものであることを特徴とする、請求項4もしくは請求項5に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項7】 前記2個の偏心重錘を回転駆動する1個のモータが設けられているとともに、上記2個の偏心重錘相互の回転位相差を制御する手段が設けられていることを特徴とする、請求項4もしくは請求項5に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項8】 相互に等しい偏心モーメントを有し回転軸を共有する固定偏心重錘と可動偏心重錘との組が偶数組設けられており、

各組の固定偏心重錘が相互に歯車を介して同期回転する

ように連結されるとともに、

各組の可動偏心重錘相互も歯車を介して同期回転するよう連結されており、かつ、相互に連結された固定偏心重錘と、相互に連結された可動偏心重錘とを相対的に回動させる手段、および、上記の相対的な回動を阻止する手段が設けられていることを特徴とする、請求項7に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項9】 偏心モーメントの等しい2個の偏心重錘と、上記2個の偏心重錘の偏心モーメントの和に等しい偏心モーメントを有する1個の偏心重錘との計3個の偏心重錘が、回転の中心軸を一致させて配置されていて、前記2個の偏心重錘の総合重心の位置と、前記1個の偏心重錘の重心位置とが、前記中心軸に垂直な同一平面上に位置していることを特徴とする、偏心重錘式起振機。

【請求項10】 前記2個の偏心重錘と1個の偏心重錘との計3個の偏心重錘を同じ方向に回転させる駆動機構を具備しており、

かつ、前記2個の偏心重錘相互は同一回転位相を保って回転するように連動せしめて駆動されるとともに、前記1個の偏心重錘と前記2個の偏心重錘との位相差を調節する制御機構が設けられていることを特徴とする、請求項9に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項11】 1本の内軸と、上記内軸に対して相対的な回動可能に外嵌された2本の管状外軸とを具備しており、

前記1個の偏心重錘が前記1本の内軸に取り付けられるとともに、

前記2個の偏心重錘がそれぞれ前記2本の管状外軸によって支持されていることを特徴とする、請求項10に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項12】 前記1個の偏心重錘と前記2個の偏心重錘との回転位相差、または、前記内軸と管状外軸との回転位相差が60度を越えないように機械的に拘束されており、

かつ、上記の位相差が0度～30度の間で制御される構造であることを特徴とする、請求項11に記載した偏心重錘式起振機。

【請求項13】 共通の回転中心線Xに対して複数個のAグループの偏心重錘が配設されるとともに、上記回転中心線Xに対してBグループの複数個の偏心重錘が配設されていて、

前記Aグループの複数個の偏心重錘のX軸に関する総合偏心モーメントと、

前記Bグループの複数個の偏心重錘のX軸に関する総合偏心モーメントとが等しく、もしくはほぼ等しいことを特徴とする、偏心重錘式起振機。

【請求項14】 前記Aグループの複数個の偏心重錘が回転軸に固着されてA系統の駆動手段によって回転駆動されるようになっており、

前記Bグループの複数個の偏心重錘は上記の回転軸に対

する相対的な回動可能に支承されるとともに、B系統の駆動手段によって回転駆動されるようになっていて、前記A系統の駆動手段とB系統の駆動手段との回転位相差を制御できるようになっていることを特徴とする、請求項1-3に記載した偏心重錘式起振機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、杭打ち、杭抜き作業や地盤転圧作業など、土木建設工事のために振動を発生させるとともに、該振動の強さを制御する方法、および、上記の方法を実施するための偏心重錘式起振機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】土木建設工事に用いられる振動装置（別名・起振機）を大別すると、偏心重錘式とピストン式とが有る。上記のうち、偏心重錘式の起振機は一般に、偏心重錘を取りつけた複数対の回転軸を平行に配設した構造である。このような構成によれば、反対方向に回転する偏心重錘の遠心起振力を所望の方向については相加せしめるとともに、不要の方向については相殺せしめることができる。図3はこの種のロータリ式起振機の模式的な説明図であって、ケース1に対して4本の回転軸2 A, 2 B, 2 C, 2 Dが配置され、それぞれ偏心重錘3 A, 3 B, 3 C, 3 Dが取り付けられるとともに、それぞれ歯車4 A, 4 B, 4 C, 4 Dが取り付けられて相互に噛合して同期回転するようになっている。

【0003】上述した起振機を用いて杭打作業を行う場合、振動公害の防止と騒音公害の防止とが重要な問題となる。次に、図4および図5について振動公害に関する技術的問題を説明する。図4は杭打ち作業における振動公害を説明するための模式図である。本図は、クレーンブーム5で振動装置6を吊持するとともに、該振動装置6のチャック6aで杭7の上端を持ちし、この杭7に振動を与えて地中に打設している状態を描いてある。杭7の下端を地表に接せしめて杭打作業を開始する際、最初から振動装置6をフル稼働させると、杭打ち地点の地表で発生する地表波aが殆ど減衰せずに付近の民家8に到達するので振動公害の問題を生じる。ここで、振動装置6の起振力を任意に調節できるならば、杭7の自重に加えて僅かな振動を与えるながら杭打ち作業を開始し、数メートル打ち込んでから次第に振動を強くすれば良い。杭7の下端に相当する震源位置が深くなれば、地中波bは民家8に到達する途中で減衰するので振動公害は軽微である。

【0004】図5は振動装置の運転開始時および運転停止時における振動数の変化を示す図表で、横軸は時間である。運転開始時点 t_0 から、定格運転状態に到達する時点 t_1 までの間、振動数は矢印cの如く急激に上昇する。上記の振動数上昇中に、地盤の固有振動数 n_1 、及びクレーンブームの固有振動数 n_2 を通過する。しか

し、運転開始時における回転数上昇期間 T_1 は一般に短時間（例えば約3秒間）であるから、振動装置の振動数が固有振動数に一致したときの共振の問題は、通常無視することができる。しかし、振動装置6のモータ（図示せず）の通電を停止した時点 t_2 から回転軸が停止する時点 t_3 までの間は、回転軸が慣性で回転を続けながら矢印dの如く次第に減速する。

【0005】上記の回転数低下期間 T_2 は比較的長時間（例えば約50秒間）であるから、その途中でクレーンブームの固有振動数 n_2 を通過する際、該クレーンブームが共振して損傷を被る虞れが有る。また、地盤の固有振動数 n_1 を通過する際、地盤の共振により振動公害を生じる虞れが有る。前記の時刻 t_2 でモータの通電を停止するとともに、振動装置の偏心重錘の回転位相を変化させて起振力を零にすることによって、振動装置の運転停止操作の際の共振に関する問題を防止することができる。

【0006】次に、振動装置に供給されるエネルギー量について見ると、前記の時刻 t_0 から t_1 まで振動装置6の回転数が上昇する間、該振動装置の偏心重錘（図示せず）によって振動を発生させつつ増速すると、これを駆動するために大容量のモータや大容量の電源設備が必要になる。この場合、振動装置の偏心重錘の回転位相を変化させて起振力を零にした状態で運転を開始し、定格運転数に達した後に起振力を発揮することが出来れば、モータ容量や電源容量を縮少できるので経済的である。定格運転数に達した後は、回転部材にそれ以上回転エネルギーを蓄積する必要が無く、振動の減衰を補うだけのエネルギーを補充することによって運転を継続できるからである。

【0007】以上の事情に鑑みて、起振機の起振力を増減させる調節技術が開発され、公知になっている。次に、起振機の起振力を増減調節する原理について述べる。図6は前掲の図3に示した4軸4重錘式の起振機の作用を説明するための模式図であって、(A)は図3におけると同様に偏心重錘が下降している状態を表し、(B)は約90度回転した状態を表し、(C)はさらに約90度回転して重錘が上昇した状態を表している。図6(A)に比して(B)においては、4個の偏心重錘3 A～3 Dの重心位置が寸法hだけ上昇している。このため、該偏心重錘を持ち上げる力の反力によってケース1は押し下げられる。このようにして4個の偏心重錘それぞれの重心位置は上昇するが、偏心重錘3 Aと同3 Bを対照し、偏心重錘3 Cと同3 Dとを対照して観察すると、(A)図の状態に比して(B)図の状態においては、

○偏心重錘3 Aと同3 Bとは離間して、その距離がL₂に拡大し、

○偏心重錘3 Cと同3 Dとは接近して、その距離がL₁に縮小しているが、偏心重錘3 Aと同3 Bとの総合重心

位置は左右方向に移動しておらず、偏心重錘3Cと同3Dとの総合重心位置は左右方向に移動していない。従って、左右方向には起振力を生じない。起振装置は以上のように、複数の偏心重錘を設けて、左右方向に起振力を相殺させながら上下方向の起振力を取り出すように構成されているが、先に述べたように振動公害防止のために起振力を増減制御するため、1対の偏心重錘について上下方向起振力を一部ないし全部相殺させることもできる。図7は2個の偏心重錘の組み合わせによって起振力を変化させる公知技術を説明するために示したものであって、(A)は2個の偏心重錘が最大起振力を発揮する状態を表す模式図、(B)は起振力中程度である状態を表す模式図、(C)は起振力がやや小さい状態を表す模式図、(D)は起振力がゼロの状態を表す模式図である。図7に示した2個の偏心重錘のうち、9は回転軸2B'に固定された固定偏心重錘であり、10は回転軸2C'に対して相対的に回動し得る可動偏心重錘である。本発明において固定偏心重錘とは回転軸に対する相対的回動を係止された偏心重錘の意であって、回転軸と一緒に回転する部材であるから、固定とは静止の意ではない。図7(A)における2個の偏心重錘9、10の相対的位置は、先に説明した図6(A)における偏心重錘3Bと同3Cとの相対的位置と同様である。従って、この図7(A)の状態で、2個の偏心重錘9、10を歯車4B'、4C'で同期させて回転させると、図6について説明したようにして起振力が発生する。図7(D)の状態では、2個の偏心重錘9、10それぞれの重心が、常に参考線M-M(2つの回転軸2B'、2C'を結ぶ線分の垂直2等分線)に対して対称位置に在るので上下方向の起振力はゼロである。図7(B)、(C)は、それぞれ前記(A)、(D)の中間的状態であるから(A)図の場合よりも小さく(D)図の場合よりも大きい上下方向起振力を発生する。そして、(B)図の方が(C)図よりも(A)図の状態に近いから、起振力の大きい方から順番に挙げると(A)、(B)、(C)、(D)となる。前掲の図7において起振力増減制御の原理を示すため、2つの回転軸2B'、2C'を同期伝動歯車4B'、4C'で同期回転させる形に描かれているが、構造を簡単にするため1つの回転軸に2個の偏心重錘を配設することもできる。図8は共通の回転軸に対して固定偏心重錘を固定するとともに可動偏心重錘を上記共通の回転軸に対する相対的な回動角位置を調節できるようにした機構の模式図である。固定偏心重錘9は回転軸2に固定されて一緒に回転する。可動偏心重錘10は回転軸2に対する取付角位置を円弧矢印i-jのごとく変化させて調節することと、調節した状態を維持することが出来るようになっている。本図8に描かれている状態は前掲の図7(B)に示した状態に対応し、起振力が中程度である。この状態から、可動偏心重錘を矢印i方向に回動させて固定すると図7(D)の状態に近づいて起振

力が減少する。また矢印j方向に回動させると図7(A)の状態に近づいて起振力が増大する。以上のようにして起振力が調節される。図9は上掲の図8に原理を示したように、共通の1軸に固定偏心重錘と可動偏心重錘とを配設して起振力を増減調節できるようにした起振機の従来例を示す斜視図である。2本の回転軸2A、2Bを水平方向に並べて駆動用ブーリー11および同期回転用伝動歯車4A、4Bによって反対方向に(時計回りと反時計回りに)同期回転させているのは、水平方向の起振力を相殺させるためである。固定偏心重錘9Aは回転軸2Aに固定されている。そして可動偏心重錘10Aは上記回転軸2Aに対して回動自在に支承されるとともに、固定偏心重錘9Aに対する回動を調節・固定できるようになっている。すなわち、可動偏心重錘10Aには複数個の調節用メネジ穴(本図において1個のみ現れている)12が穿たれている。セットボルト14を上記メネジ穴12に螺合して六角レンチ15で締めつけ、ノックピン13で回り止めを施すと可動偏心重錘10Aの角位置が固定される。図10は前掲の図9に示した従来例の調節機構を備えた起振機における回転軸と固定偏心重錘と可動偏心重錘との関係を説明するために示したもので、(A)は部分的に切断して描いた外観斜視図であり、(B)は回転軸と平行な方向に見たところを描いた模式図である。図10(A)に示した23a、23b、23cは目盛であって、単位はkg·cmである。目盛を合わせてセットボルトを螺合することにより、図10(B)に示したように、可動偏心重錘が3つの角位置をとり、10a、10b、10cのように相対的に回動して起振力を変化させる。図7ないし図10に示した従来技術に係る起振機は、以上に説明したようにして起振力の増減調節を行うことができる。

【0008】図7ないし図10を参照して説明した従来技術に係る起振機において起振力を増減調節しようとすると、図9に表されている構造から容易に理解されるように、運転を止め、ノックピン13を抜き取ってセットボルト14を抜き出し、可動偏心重錘10を手動で回して目盛(図10において符号23a~23c)を合わせた後、再びセットボルト14を螺合し緊定してノックピン13で回り止めを施さねばならない。従来技術において起振力の増減調節を行なうには、以上のような操作を必要とする。図4について既に述べたように、起振装置6は杭7の上端に取り付けられているので、これをクレーンブーム5で吊り降して調節した後、再びクレーンブーム5で吊り上げて杭7の上端に取りつける作業は多くの時間と労力を費やすなければならない。原理図として先に掲げた図7のように固定偏心重錘9と可動偏心重錘10とをそれぞれ異なる回転軸に取りつけた構造を実際の部材によって構成して、起振機の運転を継続しながら起振力の増減調節を行なうことも考えられるが、図7(A)の状態と図7(D)の状態との間で可動偏心重錘

10を180度(固定偏心重錘9に対して相対的に)回動させなければならないので、起振力調節作動の応答性が悪く、調節のための回転操作に多大の回転トルクを要するので、未だ実用化されていない。

【0009】上述の事情に鑑みて、可動偏心重錘と固定偏心重錘とを共通の回転中心軸に対して配設された構造の起振機を適用の対象とし、

イ. 起振力増減調節操作の応答性が良く、
ロ. 起振力の増減調節に必要な駆動トルクの小さい、偏心重錘の起振力制御方法、および、起振用偏心重錘機構を提供するため、回転中心軸に対して、偏心モーメントのほぼ等しい2個の偏心重錘を配設して、上記2個の偏心重錘のうちの片方を、回転軸部材に対する相対的な回動を係止して取り付けて固定偏心重錘を構成するとともに、上記の固定偏心重錘に対して他方の偏心重錘が回転中心軸まわりに相対的に回動し得るように取り付けて可動偏心重錘を構成し、前記2個の偏心重錘それぞれの重心が回転中心軸に対して対称に位置する状態を基準状態と名付け、上記の可動偏心重錘を、基準状態から鋭角θの範囲内で、固定偏心重錘に対して相対的に回動させることによって、前記2個の偏心重錘よりなる起振機構の起振力の大小を調節し、かつ、前記可動偏心重錘を固定偏心重錘に対して、相対的に鋭角θ以上に回動させないように位相制御することが有効である。上述の技術によると、起振力最大の状態と起振力ゼロの状態との間で、可動偏心重錘を鋭角だけ相対的に回動させれば足りるので、調節作動の応答性が速く、しかも、基準状態を中心として鋭角θの範囲内においては、運転中に可動偏心重錘を調節回動させるに要する駆動トルクが小さいので、運転を継続しつつ調節操作を行なうことができる。

【0010】以上に説明した起振力の増減調節に関する技術は本出願人が別途出願中(特願平7-159479号)の先願に係る発明である。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】前述した先願に係る発明によると、偏心重錘式の起振機の運転を継続しながら起振力の増減調節を行なうことができるので振動公害の防止ないし軽減に貢献するところ多大であり、しかも、共通の回転中心軸によって2個の偏心重錘(固定偏心重錘と可動偏心重錘)を支持するので起振機全体をコンパクトに構成することができる。しかし乍ら、上記先願に係る発明においては「1軸に取り付けた2個の偏心重錘の回転位相を調節して起振力の増減制御を行なう」という点着目し、「上記の1軸と2個の偏心重錘とから成る回転部材の動バランスを保つ」という事については格別の考慮を払っていないかった。正確に言うならば、先願に係る発明においては動バランスを失っていたのではなく、該先願に係る発明の実施例においては動バランスが保たれていた。しかし、動バランスを図ることを発明として意識しておらず、動バランスを取るために欠くこと

のできない構成を特定していなかった。本発明は上述の事情に鑑みて為されたものであって、先願の発明に係る起振力制御技術を実施する場合に、回転系の動バランスをとる技術を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために創作した本発明の基本的原理について、その実施例に対応する図1(B)を参照して略述すると、X軸に関して等しい偏心モーメントを有する固定偏心重錘16と可動偏心重錘17について、それぞれの重心Gと重心G'を、X軸と直交する仮想の平面s-sの上に位置せしめる。上記固定偏心重錘16と可動偏心重錘17とはX軸まわりに回転し、かつ相互の位相差を変化させるが、前記の重心G、G'は常に仮想の平面s-s上に在る。従って、上記の重心G、G'がX軸を中心として回転したとき遠心荷重を発生するが、X軸を傾けるように作用する力を生じない。

【0013】以上に説明した原理に基づいて創作した請求項1の発明の構成は、回転軸の中心線をX軸とし、該X軸に関して等しい偏心モーメントを有する2個の偏心重錘を配置し、上記2個の偏心重錘それぞれの重心を、X軸に垂直な同一平面上に位置せしめるとともに、上記2個の偏心重錘相互の回転位相差を制御しつつ該2個の偏心重錘をX軸の周りに回転させることを特徴とする。以上に説明した請求項1の発明によると、等しい偏心モーメントを有する2個の偏心重錘がX軸の周りに回転せしめられるとともに、回転位相差を制御されるので、該2個の偏心重錘の総合偏心モーメントが位相差の変化に伴って変化する。このため、回転速度の変化と係わりなく起振力を変化させることができて、振動公害の軽減ないし防止に有効である。しかも、前記2個の偏心重錘それぞれの重心が、回転中心軸に垂直な面上で回転するので、X軸方向の回転軸を傾けようとする力が発生しない。その理由は、前記のX軸を含む直交3軸を想定して、Y軸、Z軸を前記仮想の平面(X軸に直交する面)上に位置せしめると、2個の偏心重錘の重心Gと重心G'とはそれぞれY-Z面上を回転し、この回転による遠心力はY-Z面内の力である。このため、X軸方向の回転軸を平行移動させる方向の遠心力を発生するが、該X軸をZ軸まわりに回転させようとする方向の力や、該X軸をY軸まわりに回転させようとする力は発生しない。すなわち、X軸方向の回転軸に、いわゆる味噌振り運動させようとする力が発生しない。このため、該回転軸の支持条件が良くなつてペアリング荷重が軽くなり、ペアリングからの騒音発生が軽減される。その他にもペアリングの発熱軽減や耐用命数延長などの効果も得られる。

【0014】請求項2の発明の構成は前記請求項1の発明の構成に加えて、前記2個の偏心重錘がX軸に関して相対的に回動し得る最大角度を約60度に制限し、双方

の偏心重錘がX軸に関して対称に位置した状態を基準状態として、2個の偏心重錘の位相差を、基準状態から約30度の範囲内で変化させることを特徴とする。以上に説明した請求項2の発明によると、基準状態のとき起振力が最小になり、基準状態における位相差をゼロとして、30度以内において2個の偏心重錘の位相差を変化させることになるので、位相制御のために必要な操作トルクが比較的小さくて済み、しかも所望の起振力を發揮させることができ比較的容易である。ここに、偏心重錘式起振機の起振力を変化させる範囲の広狭と、起振力と変化させるために必要な操作力の大小とは密接な相関関係にあり、変化範囲を大きくしようとすれば大きい操作力を必要とする。そこで請求項2の発明を適用して位相差変化を30度以内に制限すると、実用的に困難を感じない程度の操作力で足り、しかも実用に足りる程度の起振力変化範囲を得ることができる。この請求項2の発明においては位相差の制御範囲を独立変数として取り扱うので、発生せしめ得る起振力の最大値は従属変数として制約される。しかし乍ら、位相差を或る一定値にフィックスした場合においても、偏心重錘の回転数を増加させることによって、回転数の2乗に正比例して起振力を増加させることができるので、請求項2の発明の適用に因る起振力最大値の制約は本発明の実用価値を低下させる欠点とはならない。

【0015】請求項3の発明の構成は前記請求項2の発明の構成に加えて、前記2個の偏心重錘の位相差を標準状態に近づけて該2個の偏心重錘の総合偏心モーメント量を減少せしめたときに発生する振動加速度を、ほぼ重力加速度とし、もしくは重力加速度よりも小さくすることを特徴とする。以上に説明した請求項3の発明によると、位相差制御範囲の下限近傍を削減することができる所以位相差の制御操作がその分だけ容易になる。この技術の適用によって起振力の大小を調節し得る範囲の下限が必ずしも「起振力ゼロ」とならなくなるが、起振力を完全にゼロにすることが出来なくても振動公害の防止ないし軽減の効果を阻害する虞れは無い。その理由は次のとおりである。すなわち、本願発明の対象部材である土木建設用の機材（例えば鋼矢板もしくは鋼管杭）に対しては、常に重力加速度（ $g = 9.80 \text{ cm/s}^2$ ）が下向きに作用している。従って、これに対して上下方向の振動加速度を重畠する場合、該振動加速度の値が上記重力加速度を越えなければ前記の機材（振動を与える対象部材）が上下振動を生じない。この状態を比喩的に言うならば上記の機材（例えば杭）が上下方向に振動することなく、その自重が変化する。詳しくは、本来の自重の2倍以内の値とゼロとの間で振動的に変化する。従つて、地盤に対して振動波を伝播せしめることなく、地盤内への自重沈下力がほぼ2倍になるので、地表の支持力が大きくなる場合には無振動公害で杭の貫入を或る程度可能ならしめることができる。このような効果を發揮で

きるか否かは地表付近の土質によって決まるので必ずしも常に有効とは限らないが、杭打抜きや転圧などの工事が硬地盤に対して行なわれることは例外的な特殊ケースであり、概して軟弱地盤を施工の対象とするので、請求項3の発明が実用的価値を發揮し得る作業条件である場合は少なくない。この技術は杭打抜きに限らず、転圧などの縦め固め工事にも広く適用することができる。

【0016】請求項4の発明の構成は、偏心重錘を取り付けられた内軸に対して、上記と異なる偏心重錘を取り付けられた管状の外軸が相対的回動可能に嵌合されており、上記2個の偏心重錘の偏心モーメントが相互に等しく、上記2個の偏心重錘それぞれの重心が、前記の内軸および外軸と垂直な同一平面上に位置していることを特徴とする。以上に説明した請求項4の発明によると、内軸の中心線と外軸の中心線とは必然的に一致し、前記の偏心重錘およびこれと異なる偏心重錘の2個の偏心重錘は共通の軸心の周りに回転せしめられるので、双方の偏心重錘の位相差を調節することによって起振力を増減制御することができる。この場合、片方の偏心重錘が内軸に取り付けられているので、他方の偏心重錘を取り付けられた管状の外軸は構造上、両持ち形に支持することが困難となり、必然的に片持ち形に（外軸を）支持しなければならなくなるが、前記双方の偏心重錘が回転して振動を発生する期間の大部分（例えば99%以上）は、双方の偏心重錘が同じ方向に、同じ回転数で回転せしめられるので、内軸と管状外軸とは一緒に回転する。内軸と管状外軸との相対的な回動は、位相差を制御する短時間のみであり、しかも、この場合の内軸と管状外軸との相対的回転速度は極めて低速（例えば起振のための回転速度の1/100未満）であるから、前記管状外軸に遠心力を支持させるについては、内軸を介して支持させることが構造的に容易であり、この請求項4の発明を実施する場合、回転駆動に伴う遠心力の支持や、位相制御のための操作力の伝動や、内軸・外軸間の潤滑について別段の技術的困難を生じる虞れが無い。

【0017】請求項5の発明の構成は、それぞれ偏心重錘を固着された2個の歯車が同一の歯車軸によって相対的回動可能に支承されており、上記2個の歯車のそれぞれに固着されている2個の偏心重錘の歯車軸に関する偏心モーメントが相互に等しく、かつ、上記2個の偏心重錘それぞれの重心の回転軌跡円が同一平面上に位置していることを特徴とする。以上に説明した請求項5の発明によると、2個の偏心重錘のそれぞれが歯車に固着されているので、それぞれの歯車を介して該2個の偏心重錘を回転駆動することができ、2個の偏心重錘相互の位相差を制御することも容易である。これら2個の偏心重錘の重心の軌跡円は、元来歯車軸に垂直な平面上に位置しているが、2個の偏心重錘の回転軌跡円が同一平面上に位置しているということは、これら2個の重心の回転軌跡円が一致し、もしくは同心円であることを意味してい

る。従って、2個の偏心重錘によって生じる遠心力の合力は歯車軸の中心線に交差し、かつ、歯車軸の中心線に対して垂直になる。このため、上記遠心力の合力は歯車軸を平行移動させるように作用し、該歯車軸を傾けようとする回転モーメントを生じない。その結果、該歯車軸を支承するペアリングの負荷が比較的軽く、騒音の発生が軽減される。

【0018】請求項6の発明の構成は前記請求項4、5の発明の構成に加えて、前記2個の偏心重錘のそれぞれを個別に回転駆動する2個のモータが設けられており、かつ、上記2個のモータの相互の回転位相差を制御する手段を設けられたものであることを特徴とする。以上に説明した請求項6の発明によれば、前記請求項4の発明における内軸と管状外軸、もしくは請求項5の発明における2個の歯車を、2個のモータによって個別に回転駆動することができるので、2個の偏心重錘を同じ方向に同じ回転速度で回転させて起振力を発生せしめることもでき、かつ、上記2個のモータ相互の回転速度を制御することにより、位相差を調節して上記の起振力を増減せしめることもできるので、振動公害の防止ないし軽減に有効である。そして、上記のように2個のモータを運転することによって偏心重錘の回転駆動と位相制御を行なうことができるので、該2個のモータのそれぞれと偏心重錘との間の伝動機構が単純なもので足り、伝動系統の途中にクラッチを設けたり、その他の原動機を設けたりする必要が無く、操作も容易である。

【0019】請求項7の発明の構成は前記請求項4、5の発明の構成に加えて、前記2個の偏心重錘を回転駆動する1個のモータが設けられているとともに、上記2個の偏心重錘相互の回転位相差を制御する手段が設けられていることを特徴とする。以上に説明した請求項7の発明によると、2個の偏心重錘を1個のモータで回転駆動する構造であるから、伝動系統の途中にトラブルが無い限り前記2個の偏心重錘が安定して相互に同一回転速度で回転せしめられる。土木建設工事で用いられる起振機は一般に、最大起振力を発生させる定常状態で稼働することが基本であり、主としてこの定常稼働状態によって作業率が左右されるので、この定常状態における起振機性能が安定していることの実用的価値は非常に高い。さらに、この請求項7の発明においては、回転駆動の原動力であるモータ以外に回転位相差の制御手段が設けられているので、2つの偏心重錘の位相差を制御して起振力を増減調節する操作系統が簡単である。操作系統が簡単であれば操作系統の故障発生率が低くて作動信頼性が高く、メンテナンスが容易であり、操作系統の耐用命数が長く、その上、位相差制御を容易に、かつ高精度で行なうことができる。

【0020】請求項8の発明の構成は前記請求項7の発明の構成に加えて、互いに等しい偏心モーメントを有し回転軸を共有する固定偏心重錘と可動偏心重錘との組が

偶数組設けられており、各組の固定偏心重錘が相互に歯車を介して同期回転するように連結されるとともに、各組の可動偏心重錘相互も歯車を介して同期回転するように連結されており、かつ、相互に連結された固定偏心重錘と、相互に連結された可動偏心重錘とを対称的に回転させる手段、及び、上記の対称的な回転を阻止する手段が設けられていることを特徴とする。以上に説明した請求項8の発明によると、基本的には1個の固定偏心重錘と1個の可動偏心重錘とよりなる組の内部における効果として、前記請求項4もしくは請求項5の発明の作用により回転軸を傾かせる力を伴わずに起振力を増減制御することができ、さらに、上記の組が偶数組設けられているので、各組相互の間で所望の方向の振動を相加させて強めるとともに不要な方向の振動を相殺させて所望方向の起振力のみを発揮させることができる。この場合、複数の固定偏心重錘相互および複数の可動偏心重錘相互がそれぞれ歯車を介して同期回転せしめられているので、複数組の偏心重錘の位相差制御を1系統の制御手段によって制御操作することができ、各組相互の間で回転位相に狂いを生じる虞れが無く、確実な制御を容易に行なうことができる。

【0021】請求項9の発明の構成は、偏心モーメントの等しい2個の偏心重錘と、上記2個の偏心重錘の偏心モーメントの和に等しい偏心モーメントを有する1個の偏心重錘との計3個の偏心重錘が、回転の中心軸を一致させて配置されていて、前記2個の偏心重錘の総合重心の位置と、前記1個の偏心重錘の重心位置とが、前記中心軸に垂直な同一平面上に位置していることを特徴とする。以上に説明した請求項9の発明によると、計3個の偏心重錘それぞれの重心位置を同一平面内に位置させる必要が無い。これにより、それぞれの偏心重錘を支持する構造が力学的に非常に容易になる。すなわち、個別に回転駆動される2個の偏心重錘それぞれの重心を、回転軸に垂直な同一平面上に位置せしめようとすると、回転軸に対して偏心重錘を取り付けている個所を上記同一平面上に配置することが不可能に困難である。これに比して請求項9の発明を適用すると、例えば1個の固定偏心重錘と2個の可動偏心重錘とを用いた場合、これら計3個の偏心重錘の重心を同一平面上に位置せしめる必要なく、2個の可動偏心重錘の総合重心と1個の固定偏心重錘の重心とを同一平面（回転軸に垂直）上に位置せしめれば良い。従って、これら計3個の偏心重錘のそれぞれを回転軸に取り付ける位置は、それぞれの偏心重錘ごとに、重心位置を含み軸心と垂直な平面附近に設定することができる。これにより、各偏心重錘を回転軸に取り付ける構造部分の力学的条件が易しく、設計的自由度が大きく、製造コストが安価になる。

【0022】請求項10の発明の構成は前記請求項9の発明の構成に加えて、前記2個の偏心重錘と1個の偏心重錘との計3個の偏心重錘と同じ方向に回転させる駆動

機構を具備しており、かつ、前記2個の偏心重錘相互は同一回転位相を保って回転するように連動せしめて駆動されるとともに、前記1個の偏心重錘と前記2個の偏心重錘との位相差を調節する制御機構が設けられていることを特徴とする。以上に説明した請求項10の発明によると、1個の偏心重錘と2個の偏心重錘との計3個の偏心重錘と一緒に回転させて起振力を発生させることができ、しかも、2個の偏心重錘の総合重心を1個の偏心重錘の重心に対して同一平面（回転中心軸に垂直）上に保持したまま回転位相差を調節できるので、回転中心軸を傾けようとする力を発生させることなく起振力を増減調節することができ、確実な起振機能と確実な起振力調節機能とを發揮し、請求項9の発明の特有の効果（偏心重錘の支持が合理的）を妨げることなく、有效地に振動公害を防止ないし軽減することができる。

【0023】請求項11の発明の構成は前記請求項10の発明の構成に加えて、1本の内軸と、上記内軸に対して相対的な回動可能に外嵌された2本の管状外軸とを具備しており、前記1個の偏心重錘が前記1本の内軸に取り付けられるとともに、前記2個の偏心重錘がそれぞれ前記2本の管状外軸によって支持されていことを特徴とする。以上に説明した請求項11の発明によると、前記請求項9の発明を適用して計3個の偏心重錘を構成した場合、該3個の偏心重錘それぞれを支持して回転駆動させる駆動系の力学的条件の困難を解消することができ、特に、回転軸の曲げ応力を軽減させることができる。すなわち、3個の偏心重錘の回転軸の中心線を相互に一致させて、しかも該3個の偏心重錘の回転位相を制御しつつ回転駆動させようとすると、回転軸が受ける遠心力に起因する該回転軸のベンディング変形に耐えることが難しい問題となる。そこで請求項11の構成によって1本の内軸に1個の偏心重錘を取り付けて支持・回転駆動するとともに、上記1本の内軸に外嵌した2本の外軸のそれぞれに2個の偏心重錘を1個ずつ取り付けて支持・回転駆動すると、これら計3個の偏心重錘を支持する回転軸部材の曲げ応力を軽減することができ、しかも該3個の偏心重錘のそれを個別に支持し、個別に回転駆動するとともに、1個の偏心重錘と2個の偏心重錘との間における回転位相差を容易に、かつ確実に制御することができる。

【0024】請求項12の発明の構成は前記請求項11の発明の構成に加えて、前記1個の偏心重錘と前記2個の偏心重錘との回転位相差、または、前記内軸と管状外軸との回転位相差が60度を越えないように機械的に拘束されており、かつ、上記の位相差が0度～30度の間で制御される構造であることを特徴とする。以上に説明した請求項12の発明によると、「1個の偏心重錘」と「同一回転位相を保つ2個の偏心重錘」との回転位相差を0度～30度の間で変化せしめられるので、比較的小さい操作力で起振力の増減調節が可能である。その上、

回転位相差が60度を越えないように、すなわち±30度を越えないよう機械的に拘束されているので、位相差の制御操作を誤って位相差を30度よりも大きくなってしまう虞れが無い。位相差が30度を越えると位相制御に要する操作力が著しく大きくなつて制御不能な状態に陥る虞れ無しとしないので、位相差が30度を越えないことが保証されていると作動信頼性が高く、操作を誤って振動公害を発生させてしまう虞れが無い。

【0025】請求項13の発明の構成は、共通の回転中心線Xに対して複数個のAグループの偏心重錘が配設されるとともに、上記回転中心線Xに対してBグループの複数個の偏心重錘が配設されていて、前記Aグループの複数個の偏心重錘のX軸に関する総合偏心モーメントと、前記Bグループの複数個の偏心重錘のX軸に関する総合偏心モーメントとが等しく、もしくはほぼ等しいことを特徴とする。以上に説明した請求項13の発明によると、Aグループの複数個の偏心重錘の総合偏心モーメントと、Bグループの複数個の偏心重錘の総合偏心モーメントとが等しく、もしくはほぼ等しいという大枠の制約の範囲内で、個々の偏心重錘を任意に構成することができるので設計的自由度が大きい。そして、Aグループの総合偏心モーメントとBグループの総合偏心モーメントとが等しくなるように構成しておくと、双方のグループの間の位相差を制御することによって起振力を定格値とゼロとの間で変化せしめることができるが、実際の作業においては起振力を完全にゼロならしめなくても良い場合（例えば振動加速度を重力加速度と等しからしめれば足りる場合）が少くないので、そのような場合にはA、B両グループの総合偏心モーメントをほぼ等しく設定しておくことによっても実用価値を有する起振機を構成することができる。

【0026】請求項14の発明の構成は前記請求項13の発明の構成に加えて、前記Aグループの複数個の偏心重錘が回転軸に固着されてA系統の駆動手段によって回転駆動されるようになっており、前記Bグループの複数個の偏心重錘は回転軸に対する相対的な回動可能に支承されるとともに、B系統の駆動手段によって回転駆動されるようになっていて、前記A系統の駆動手段とB系統の駆動手段との回転位相差を制御できるようになっていることを特徴とする。以上に説明した請求項14の発明によると、複数個の偏心重錘の回転駆動と位相制御とを簡単な機構で容易に行なうことができる。すなわち、前記請求項13の発明を適用して、それぞれ複数個の偏心重錘から成るA、B2つのグループを構成すると各グループ内における偏心重錘の設計的自由度が大きくなることは先に述べたとおりであるが、偏心重錘の個数が多く（少なくとも4個に）なるので、これら多数の偏心重錘の駆動機構や位相差制御機構が複雑化する傾向を持つ。そこで前記請求項13の発明の構成に加えて請求項14の発明を適用してグループごとに偏心重錘を回転駆動す

るとともにグループごとに位相制御を行なうと、2個の偏心重錘より成る起振機の回転駆動・位相制御機構に準じる簡単な機構によって駆動・制御することが可能になる。

【0027】

【発明の実施の形態】図1は本発明に偏る偏心重錘式起振機の要部を示し、(A)は1実施例における偏心重錘歯車の中心線X-XをZ軸まわりに角 ψ だけ折り曲げて模式的に描いた分解斜視図であり、(B)は上記と異なる実施例における偏心重錘とその支持・伝動部材とを描いた部分的断面図である。(図1(A)参照)偏心重錘歯車軸21は直角に折り曲げた形に描かれているが、実体は真直であってX-X軸に沿って配置されていて、この偏心重錘歯車軸21によって固定偏心重錘歯車20と可動偏心重錘歯車22とが支承されている。上記2個の偏心重錘歯車20, 22のうち、片方は歯車軸21に固着しても良いが、双方の歯車(20, 22)が相互に回動できるように支承する。上記それぞれの偏心重錘歯車20, 22には歯車ボス26が一体に連設されており、これらの歯車ボス26が前記偏心重錘歯車軸21に外嵌されている。固定偏心重錘9と可動偏心重錘10とは同形同寸に構成され、それぞれ固定偏心重錘歯車20と可動偏心重錘歯車22と一体的に連設されている。上記1対の偏心重錘9, 10は、X軸に垂直な面による断面形状が扇形に類似した形状をなし、扇形の半径方向2辺に相当する2面のなす角 ψ は、基本的に、

$$\psi = 180^\circ - \alpha$$

であり、本実施例においては上記の角 α は30度である。本発明を実施する場合、上記の角 α は必ずしも30度でなくても良いが、図2を参考して後述するように約30度、もしくはそれ以内であることが望ましい。偏心重錘の位相差を制御するための操作に要する回転トルク(操作力)は、上記の角 α が30度を越えると著しく増大するからである。前記固定偏心重錘9および可動偏心重錘10には、中心線であるX軸に沿って半径寸法rの中心孔(四円柱面)が形成されていて、半径寸法rの歯車ボス26に対して相対的回動可能に嵌合するようになっている。さらに、偏心重錘9, 10のX軸方向の長大寸法lに対して歯車ボス26のX軸方向の長さ寸法はl/2に設定されていて、固定偏心重錘9の中心孔(四円柱面)が相手側歯車ボス26と嵌まり合い、可動偏心重錘10の中心孔も相手側歯車ボス26と嵌まり合うようになっている。これにより、組立状態において固定偏心重錘9と可動偏心重錘10とはX軸に関して対称をなし、それぞれの偏心重錘の重心位置のX座標値が等しくなる。すなわち、双方の重心が、X軸と垂直な同一平面上に位置し、双方の重心の軌跡円が一致しもしくは同心円となる。従って、双方の重心のそれぞれに遠心力が働いても、双方の遠心力はX軸上の同一点で交差し、偏心重錘歯車軸21を傾けさせて噛み合せ運動させる虞れが

無い。これにより、該偏心重錘歯車軸21を支持するベアリングの荷重条件が良く、騒音発生が軽減される。

【0028】図11は、前掲の図1(B)に示した偏心重錘式起振機の駆動系統を含めた回転系の全部を示す断面図に、位相差制御機構の構成部材を鎖線で付記した構成・作動説明図である。図1(B)には1個の固定偏心重錘9と、1個の可動偏心重錘10と、1個の固定偏心重錘歯車20と、1個の可動偏心重錘歯車22とが1本の偏心重錘歯車軸21に取り付けられた1組の起振ユニットが描かれていたが、図11においては上記の起振ユニットが2組表されている。すなわち、2個の固定偏心重錘9A, 9Bと、2個の可動偏心重錘10A, 10Bと、2個の固定偏心重錘歯車20A, 20Bと、2個の可動偏心重錘歯車22A, 22Bとのそれぞれが、2本の偏心重錘歯車軸21A, 21Bに組付けられて2組の起振ユニット[A], 同[B]が形成されている。図1(B)において示した歯車ボス26は図11においても設けられているが、読図を容易ならしめるため符号「26」のみ記入して部材名称の記入は省略してある。

【0029】本図11の実施例においては、図に現れている7個の歯車を同一歯数、同一モジュール、同一径に構成した。そして、1個の駆動モータ52で回転される駆動歯車51が固定偏心重錘歯車20Aに噛合され、該固定偏心重錘歯車20Aは同20Bに噛合されている。これにより、2組の起振ユニットそれぞれの固定偏心重錘9Aと固定偏心重錘9Bとは常に同一回転速度で反対方向に回転せしめられる。前記固定偏心重錘歯車20Bは位相制御歯車・甲24Aと噛合されている。上記位相制御歯車・甲24Aと位相制御歯車・乙24Bとは、X軸と平行に設置された位相制御歯車軸25によって、相対的回動可能に支承されており、上記位相制御歯車・乙24Bは順次に、可動偏心重錘10B, 可動偏心重錘10Aに噛合されている。前記2本の偏心重錘歯車軸21A, 21Bのそれぞれに対して、固定偏心重錘歯車20A, 20Bのそれぞれはキーkによって結合されている。そして上記2本の偏心重錘歯車軸21A, 21Bのそれぞれに対して可動偏心重錘歯車22A, 22Bがそれぞれ相対的な回動可能に嵌合されている。これにより、2組の起振ユニットそれぞれの可動偏心重錘10Aと、同10Bと、位相制御歯車・乙24Bとは常に同一回転速度で回転せしめられる。

【0030】前記位相制御歯車・甲24Aと位相制御歯車軸25とはキーkによって結合されている。そして位相制御歯車・乙24Bは位相制御歯車軸25に対して相対的な回動自在に嵌合されるとともに、両者の間には、「両者の相対的な回動を制動したり解放したりすることのできるクラッチ手段53」と、「両者を相対的に回動させる流体式可逆回動機構(例えばペーンモータ)54」とが介装されている。前記の駆動モータ52が回転しているとき、位相制御歯車・甲24Aは常に該駆動モ

ータ52と反対方向に、該駆動モータ52と同じ回転速度で回転せしめられるが、この状態における位相制御歯車・乙24Bは、クラッチ手段53が「接」になっていると、位相制御歯車・甲24Aと同じ方向に、同じ回転速度で回転せしめられる。また、クラッチ手段53が「断」になっているときは、流体式可逆運動機構54を運転して、位相制御歯車・甲24Aに対して回転位相を進めたり遅らせたりすることができる。上述のようにして位相制御歯車・乙24Bの回転位相を進ませたり遅らせたりすると、各起振ユニットの固定偏心重錘9A、9Bに対する可動偏心重錘10A、10Bの位相差が変化せしめられる。

【0031】上記可動偏心重錘の固定偏心重錘との位相差は、流体式可逆回転機構54の回動ストローク角度によって制限されるが、さらに図1(A)に示した角度 θ によっても制約される。この制約は、起振力の変化範囲を狭めるというマイナスの意義だけでなく、位相制御の操作所要力(回転モーメント)を過大にしないというプラスの意義も有している。図2は、本発明の1実施例における偏心重錘の位相制御を説明するために示したもので、(A)は固定偏心重錘と可動偏心重錘とが回転軸に関して対称位置となって起振力がゼロになる基準状態を描いた模式図であり、(B)は可動偏心重錘が基準状態から鋭角 θ だけ回動して起振力最大となった状態を描いた模式図であり、(C)は起振力を中等度に調節された状態を描いた模式図である。固定偏心重錘16と可動偏心重錘17とは、これを回転軸2と平行な方向に見たとき、ほぼ同形同寸の扇形状をなし、かつ、紙面の奥行き方向に厚さを有する平板状をなしている。ただし、扇形の半径寸法よりも大きい厚さ寸法を有しているので、外観についての印象は板状というよりは柱状をなしている。

【0032】双方の偏心重錘16、17が回転軸2に関して対称位置をなしている(A)図の状態では、それぞれの偏心重心G、G'の総合重心は回転軸2の中心線上に位置している。従って、双方の偏心重錘16、17が相対的な位置関係を保ったままで回転軸2まわりに回転しても遠心力が働くことなく、起振力はゼロである。この状態が先に述べた基準状態である。

【0033】固定偏心重錘16および可動偏心重錘17の端面形状である扇形の頂角 Ψ は、

$$\Psi = 180^\circ - \theta$$

に設定されている。上記の角度 θ は、鋭角であることを必要条件とするが、図示のように30度であることが望ましい。ただし、実際問題として製作誤差が入る上に、設計の自由度も欲しいので 30度±10度に設定することが実用的である。

【0034】上記のように構成され、かつ、固定偏心重錘16の紙面手前側の扇形状の面と可動偏心重錘17の紙面手前側の扇形状の面とがほぼ同一面(紙面と平行)

に揃えられている。紙面奥行き側の扇形状の面も同様に同一面に揃えられている。これにより、固定偏心重錘16の重心Gと可動偏心重錘17の重心G'とが、回転軸2に垂直(紙面と平行)な同一面上に揃えられる。

【0035】本図2(B)のように基準状態から角 θ だけ可動偏心重錘17が固定偏心重錘16に対して回動すると、扇形の辺に対応する面同志が当接して回動が衝止され、角 θ 以上には回動できないようになっている。本図2(B)の状態では、双方の偏心重錘の重心G、G'の総合重心は回転軸2の中心線に比して偏心しているので、本図(B)の状態で回転すると遠心力が働いて起振力が発生する。可動偏心重錘17は固定偏心重錘16に対して、これ以上(角 θ 以上に)回動できないから、この(B)図の状態が、同一回転速度では最大の起振力を発生する状態である。

【0036】可動偏心重錘を鋭角 θ 以上には回動させない理由は次のとくである。回転軸2の回転速度が一定であると仮定したとき、(A)図の状態では回転エネルギーが小さく(B)図の状態では回転エネルギーが大きい。従って、固定偏心重錘16に対する可動偏心重錘17の位置を保持することについては、(A)図の状態は不安定であり、(B)図の状態が安定である。このため、(A)図の基準状態から(B)図の起振力最大の状態に変化させる操作は所要トルクが微小(摩擦力に打ち勝つ程度で足りる)で良いが、(B)図の起振力最大の状態から(A)図の基準状態に変化させる操作は相応の駆動トルクが必要である。しかし、基準状態からのズレ角が鋭角 θ 以内に制限されているので、180度回転させていた従来技術に比較すると、基準状態にするための所要トルクが著しく小さい。 $\theta \approx 30^\circ$ であれば、いっそう所要トルクが小さい。図2(C)に示したように、可動偏心重錘17を基準状態から

$$\phi < \theta$$

なる角 ϕ だけ回動させた状態では、(B)図の状態よりも小さい起振力を生じる。

【0037】上記の角 ϕ は

$$0 < \phi < \theta$$

の範囲内で無段階的に変化させることができるので、起振力をゼロから最大までの間で無段階的に、任意に調節することができる。

【0038】本発明を実施する際、起振力増減調節の最小値は必ずしも起振力をゼロにしなくても良い。その理由は、起振力を完全にゼロにしなくとも、上下方向の振動加速度が重力加速度(980cm/秒・秒)よりも小さければ、振動を与えられた土木建設用の機材(例えば杭)が外観的に振動しないので振動公害を発生せしめる虞れが無いからである。起振力を完全にゼロならしめたための具体的な手段を、図2について述べると、その一つは固定偏心重錘16の偏心モーメントと可動偏心重錘17の偏心モーメントとに差を設けておくことであ

る。このように構成しておけば、双方の偏心重錘を基準状態ならしめても、双方の偏心重錘16、17の総合重心の位置が回転軸2の中心線上に来ないからである。もう一つの手段は、可動偏心重錘17の偏心モーメントと固定偏心重錘16の偏心モーメントとを等しく構成しておいて、その位相差制御に際して基準状態に近づけたとき、完全に基準状態まで到達させないことである。上記二つの手段の何れを選択するかは任意である。

【0039】図2に示したような偏心重錘の回転駆動と位相制御のための具体的な支持・駆動機構は、図1(B)のように構成することもできる。この図1(B)は、図2(A)に模式的な側面図として描いた機械の一部を水平面で切断して描いた平面図に相当する。

【0040】1本の内軸30がX軸に沿って配置され、この内軸30に対して2本の管状外軸18、18'が相対的回転可能に外嵌されている。固定偏心重錘16は前記の内軸30に対してキー34を介して結合されており、可動偏心重錘17は前記の管状外軸18、18'に固着されている。上記の管状外軸18、18'はペアリング29を介して軸受ブラケット28によって支承されている。可動偏心重錘17の重心G'は、X軸に垂直な仮想の平面s-s上に位置している。このため、上記の重心G、G'に遠心力が作用しても、これらの遠心力の作用線はX軸上の1点Oで交わり、該X軸に沿って配設された内軸30や管状外軸18、18'を傾けさせて噛み合せ運動させようとする作用を生じない。

【0041】図1(A)に示した実施例の偏心重錘は直接的に歯車によって回転駆動される構造であり、図1(B)に示した実施例の偏心重錘は回転軸(内軸と管状外軸)によって回転駆動される構造である。これらの伝動系を組み合わせることもでき、図12は、回転軸に固着された固定偏心重錘と、該回転軸に対して回転自在に取り付けられた可動偏心重錘とよりなる起振ユニットを2組具備している起振機の水平断面図である。この実施例はA系統の駆動モータMaおよびその伝動系統を有するとともに、B系統の駆動モータMbおよびその伝動系統を有している。A系統の駆動モータMaは、A系統伝動ブーリー48、巻掛伝動手段(ベルト)47、A系統被動ブーリー45、A系統回転軸31を経てA系統固定偏心重錘26を回転駆動するとともに、さらにA系統駆動歯車33、A系統被動歯車35を経てA系統可動偏心重錘39を回転駆動する。B系統の駆動モータMbは上記A系統と同様にして、B系統の固定偏心重錘38とB系統可動偏心重錘37とを回転駆動する。A系統の駆動モータMaとB系統の駆動モータMbとを同一回転速度で回転させると、A系統の偏心重錘とB系統の偏心重錘とは位相差を一定に保って回転し、A系統の駆動モータMaの回転速度をB系統の駆動モータMbよりも高速で回転させるとA系統の偏心重錘の回転位相がB系統の偏心重

錘の回転位相よりも進み、低速で回転させると遅れる。このようにして起振力の発生と起振力の増減調節を行なうことができる。

【0042】以上に実施例を挙げて説明したように、固定偏心重錘の重心Gと可動偏心重錘の重心G'を、回転軸中心線Xに垂直な面sの上に揃えて配置すると、回転軸を傾ける方向の力が働かないという効果を奏するが、偏心重錘を回転軸に取り付けて支持する構造の力学的条件は必ずしも容易でない。図13は、回転軸に対する偏心重錘の重心位置、および取付構造を模式的に表した説明図である。図13(A)は、図1(A)に示した実施例を模式化して描いてあり、回転軸X-Xに垂直な仮想の面s-s上に固定偏心重錘の重心Gと可動偏心重錘の重心G'が配置されている。このような構成をとった場合、固定偏心重錘を回転軸Xに取り付ける点Tと、可動偏心重錘を回転軸Xに取り付ける点T'とは、前記の面s-s上に配置することはできない。このため、重心Gと取付点Tとを結ぶ線が回転軸Xに対して直角とならない。このため、重心Gと取付点Tとを結ぶ構造物は単なる張力(遠心力)を受けるだけでなく、紙面内において回転モーメントを受けて曲げ応力を生じる。可動偏心重錘の重心G'と取付点T'との関係においても同様の問題がある。

【0043】図13(B)のように、固定偏心重錘を2分割して「第1の固定偏心重錘の重心G₁と、第2の固定偏心重錘の重心G₂との総合重心G₃」が可動偏心重錘の重心G'と釣り合うようにすれば、1個の可動偏心重錘の偏心モーメントと2個の固定偏心重錘の総合偏心モーメントとを等しからしめて(もしくは、ほぼ等しからしめて)起振力の増減調節可能に、しかもそれぞれの偏心重錘の重心G'、G₁、G₂と、それぞれの偏心重錘の取付点T'、T₁、T₂とを互いに結ぶ線を回転軸Xに対して直交せしめることができる。この線を直交させると、それぞれの偏心重錘が遠心力を受けたとき、主として単純な引張力を受けるだけになり、支持構造の力学的条件が著しく容易になる。この場合の回転駆動・位相制御の機構は、分割された2個の偏心重錘相互が常に同一回転位相を保つように機械的に拘束し、もしくは分割された2個の偏心重錘相互が常に同一回転位相を保つように回転駆動すれば良い。また、このように1個の偏心重錘と、分割された2個の偏心重錘とを支持する回転軸の構成は、例えば図1(B)の実施例に準じて1本の内軸30と2本の管状外軸18、18'を用いれば良いが、この支持構造に限定されなくても良い。この場合も、1個の偏心重錘と、分割された2個の偏心重錘との位相差を機械的に60度以内に拘束して0~30度の間で制御操作することが、操作力軽減のために望ましい。

【0044】図13(B)に示した偏心重錘を分割するという技術的思想を適用すれば、必要に応じて固定偏心重錘を分割するとともに可動偏心重錘も分割して、それ

ぞれ分割された偏心重錘の総合重心相互を同一平面 $s-s$ 上で釣り合わせることも可能である。図13(C)は、固定偏心重錘を2個に分割するとともに可動偏心重錘を3個に分割した場合を表しており、 G_4 、 G_5 は分割された2個の固定偏心重錘のそれぞれの重心、 G_6 はその総合重心である。 G_1' 、 G_2' 、 G_3' は分割された3個の可動偏心重錘それぞれの重心、 G_4' はその総合重心である。この例においても、それぞれの総合重心 G_6 、 G_4' を同一平面 $s-s$ 上に位置せしめて釣り合わせることを条件として、個々の偏心重錘の構成について設計的自由度が大きい。この図13(C)の例のように分割された計5個の偏心重錘のそれぞれを支持して回転駆動するための支持構造としては、図1(B)のような2重管構造を適用することもでき、必要に応じて3重管構造を用いても良い。さらに、支持軸に対して偏心重錘を回転自在に嵌合し（例えば図12の実施例におけるA系統回転軸31によるB系統可動偏心重錘37の支承構造のように）、該偏心重錘を一体連設された歯車（例えば図12のB系統被動歯車41）を介して回転駆動することもできる。

【0045】

【発明の効果】以上に本発明の実施形態を挙げてその構成・機能を明らかならしめたように、請求項1の発明によると、等しい偏心モーメントを有する2個の偏心重錘がX軸の周りに回転せしめられるとともに回転位相差を制御されるので、該2個の偏心重錘の総合偏心モーメントが位相差の変化に伴って変化する。このため、回転速度の変化と係わり無く起振力を変化させることができて、振動公害の軽減ないし防止に有効である。しかも、前記2個の偏心重錘それぞれの重心が、回転中心軸に垂直な面上で回転するので、X軸方向の回転軸を傾けようとする力が発生しない。その理由は、前記のX軸を含む直交3軸を想定して、Y軸、Z軸を前記仮想の平面（X軸に直交する面）上に位置せしめると、2個の偏心重錘の重心Gと重心G'はそれY-Z面上を回転し、この回転による遠心力はY-Z面内の力である。このため、X軸方向の回転軸を平行移動させる方向の遠心力を発生するが、該X軸をZ軸まわりに回転させようとする方向の力や、該X軸をY軸まわりに回転させようとする力は発生しない。すなわち、X軸方向の回転軸に、いわゆる味噌擂り運動させようとする力が発生しない。このため、該回転軸の支持条件が良くなつてペアリング荷重が軽くなり、ペアリングからの騒音発生が軽減される。その他にもペアリングの発熱軽減や耐用命数増加などの効果も得られる。

【0046】請求項2の発明によると、基準状態のとき起振力が最小になり、基準状態における位相差をゼロとして、30度以内において2個の偏心重錘の位相差を変化させることになるので、位相制御のために必要な操作トルクが比較的小さくて済み、しかも所望の起振力を発

生させることが比較的容易である。ここに、偏心重錘式起振機の起振力を変化させる範囲の広狭と、起振力を変化させるために必要な操作力の大小とは密接な相関関係にあり、変化範囲を大きくしようとすれば大きい操作力を必要とする。そこで請求項2の発明を適用して位相差変化を30度以内に制限すると、実用的に困難を感じない程度の操作力で足り、しかも実用に足りる程度の起振力変化範囲を得ることができる。この請求項2の発明においては位相差の制御範囲を独立変数として取り扱うので、発生せしめ得る起振力の最大値は従属変数として制約される。しかし乍ら、位相差を或る一定位にフィックスした場合においても、偏心重錘の回転数を増加させることによって、回転数の2乗に正比例して起振力を増加させることができるので、請求項2の発明の適用に因る起振力最大値の制約は本発明の実用価値を低下させる欠点とはならない。

【0047】請求項3の発明によると、位相制御範囲の下限近傍を削減することが出来るので位相差の制御操作がその分だけ容易になる。この技術の適用によって起振力の大小を調節し得る範囲の下限が必ずしも「起振力ゼロ」とならなくなるが、起振力を完全にゼロにすることが出来なくても振動公害の防止ないし軽減の効果を阻害する虞れは無い。その理由は次のとおりである。すなわち、本願発明の対象部材である土木建設用の機材（例えば鋼矢板もしくは鋼管杭）に対しては、常に重力加速度（ $g = 9.80 \text{ cm/s} \cdot \text{秒}$ ）が下向きに作用している。従って、これに対して上下方向の振動加速度を重畠する場合、該振動加速度の値が上記重力加速度を越えなければ前記の機材（振動を与える対象部材）が上下振動を生じない。この状態を比喩的に言うならば上記の機材（例えば杭）が上下方向に振動することなく、その自重が変化する。詳しくは、本来の自重の2倍以下の値とゼロとの間で振動的に変化する。従って、地盤に対して振動波を伝播せしめることなく、地盤内への自重沈下力がほぼ2倍になるので、地表の支持力が大きくなる場合には無振動公害で杭の貫入を或る程度可能ならしめることができる。このような効果を発揮できるか否かは地表付近の土質によって決まるので必ずしも常に有効とは限らないが、杭打抜きや転圧などの工事が硬地盤に対して行なわれることは例外的な特殊ケースであり、概して軟弱地盤を対象とするので、請求項3の発明が実用的価値を発揮し得る作業条件である場合は少なくない。この技術は杭打抜きに限らず、転圧などの締め固め工事にも広く適用することができる。

【0048】請求項4の発明によると、内軸の中心線と外軸の中心線とは必然的に一致し、前記の偏心重錘およびこれと異なる偏心重錘の2個の偏心重錘は共通の軸心の周りに回転せしめられるので、双方の偏心重錘の位相差を調節することによって起振力を増減調節することができる。この場合、片方の偏心重錘が内軸に取り付けら

れているので、他方の偏心重錘を取り付けられた管状の外軸は構造上、両持ち形に支持することが困難となり、必然的に片持ち形に（外軸を）支持しなければならなくなるが、前記双方の偏心重錘が回転して振動を発生する期間の大部分（例えば99%以上）は、双方の偏心重錘が同じ方向に、同じ回転数で回転せしめられるので、内軸と管状外軸とは一緒に回転する。内軸と管状外軸との相対的な回転は、位相差を制御する短時間のみであり、しかも、この場合の内軸と管状外軸との相対的回転速度は極めて低速（例えば起振のための回転速度の1/100未満）であるから、前記管状外軸に遠心力を支持させるについては、内軸を介して支持させることが構造的に容易であり、この請求項4の発明を実施する場合、回転駆動に伴う遠心力の支持や、位相制御のための操作力の伝動や、内軸・外軸間の潤滑について別段の技術的困難を生じる虞れがない。

【0049】請求項5の発明によると、2個の偏心重錘のそれぞれが歯車に固着されているので、それぞれの歯車を介して該2個の偏心重錘を回転駆動することができ、2個の偏心重錘相互の位相差を制御することも容易である。これら2個の偏心重錘の重心の軌跡円は、元来歯車軸に垂直な平面上に位置しているが、2個の偏心重錘の回転軌跡円が同一平面上に位置しているということは、これら2個の重心回転軌跡円が一致し、もしくは同心円であることを意味している。従って、2個の偏心重錘によって生じる遠心力の合力は歯車軸の中心線に交差し、かつ、歯車軸の中心線に対して垂直になっている。このため、上記遠心力の合力は歯車軸を平行移動するように作用し、該歯車軸を傾けようとする回転モーメントを生じない。その結果、該歯車軸を支承するペアリングの負荷が比較的軽く、騒音の発生が軽減される。

【0050】請求項6の発明によれば、前記請求項4の発明における内軸と管状外軸、もしくは請求項5の発明における2個の歯車を、2個のモータによって個別に回転駆動することができるので、2個の偏心重錘を同じ方向に同じ回転速度で回転させて起振力を発生せしめることもでき、かつ、上記2個のモータ相互の回転速度を制御することにより、位相差を調節して上記起振力を増減せしめることもできるので、振動公害の防止ないし軽減に有効である。そして、上記のように2個のモータを運転することによって偏心重錘の回転駆動と位相制御とを行なうことができるので、該2個のモータのそれぞれと偏心重錘との間の伝動機構が単純なもので足り、伝動系統の途中にクラッチを設けたり、他の原動機を設けたりする必要が無く、操作も容易である。

【0051】請求項7の構成によると、2個の偏心重錘を1個のモータで回転駆動する構造であるから、伝動系統の途中にトラブルが無い限り前記2個の偏心重錘が安定して相互に同一回転速度で回転せしめられる。土木建設工事で用いられる振動機は一般に、最大起振力を発生

させる定常状態で稼動することが基本であり、主としてこの定常稼動状態によって作業能力が左右されるので、この定常状態における起振性能が安定していることの実用的価値は非常に高い。さらに、この請求項7の発明においては、回転駆動の原動力であるモータ以外に回転位相差の制御手段が設けられているので、2つの偏心重錘の位相差を制御して起振力を増減調節する操作系統が簡単である。操作系統が簡単であれば操作系統の故障発生率が低くて作動信頼性が高く、メンティナンスが容易であり、操作系統の耐用命数が長く、その上、位相差制御を容易に、かつ高精度で行なうことができる。

【0052】請求項8の発明によると、基本的には1個の固定偏心重錘と1個の可動偏心重錘とより成る組の内部における効果として、前記請求項4もしくは請求項5の発明の作用により回転軸を傾かせる力を伴わずに起振力を増減制御することができ、さらに、上記の組が複数組設けられているので、各組相互の間で所望の方向の振動を相加させて強めるとともに不要な方向の振動を相殺させて所望方向の起振力のみを発揮させることができ。この場合、複数の固定偏心重錘相互および複数の可動偏心重錘相互がそれぞれ歯車を介して同期回転せしめられているので、複数組の偏心重錘の位相差制御を1系統の制御手段によって制御操作することができ、各組相互の間で回転位相に狂いを生じる虞れが無く、確実な制御を容易に行なうことができる。

【0053】請求項9の発明によると、計3個の偏心重錘それぞれの重心位置を同一平面内に位置させる必要が無い。これにより、それぞれの偏心重錘を支持する構造が力学的に非常に容易になる。すなわち、個別に回転駆動される2個の偏心重錘それぞれの重心を、回転軸に垂直な同一平面上に位置せしめようとすると、回転軸に対して偏心重錘を取り付けていたる個所を上記同一平面上に配置することが不可能的に困難である。これに比して請求項9の発明を適用すると、例えば1個の固定偏心重錘と2個の可動偏心重錘とを用いた場合、これら計3個の偏心重錘の重心を同一平面上に位置せしめる必要なく、2個の可動偏心重錘の総合重心と1個の固定偏心重錘の重心とを同一平面（回転軸に垂直）上に位置せしめれば良い。従って、これら計3個の偏心重錘のそれぞれを回転軸に取り付ける位置は、それぞれの偏心重錘ごとに、重心位置を含み軸心と垂直な平面付近に設定することができる。これにより、各偏心重錘を回転軸に取り付ける構造部分の力学的条件が易しく、設計的自由度が大きく、製造コストが安価になる。

【0054】請求項10の発明によると、1個の偏心重錘と2個の偏心重錘との計3個の偏心重錘を一緒に回転させて起振力を発生させることができ、しかも、2個の偏心重錘の総合重心を1個の偏心重錘の重心に対して同一平面（回転中心軸に垂直）上に保持したままで回転位相差を調節できるので、回転中心軸を傾けようとする力

を発生させることなく起振力を増減調節することができ、確実な起振機能と確実な起振力調節機能とを發揮し、請求項9の発明の特有の効果（偏心重錘の支持が合理的）を妨げることなく、有効に振動公害を防止ないし軽減することができる。

【0055】請求項11の発明によると、前記請求項9の発明を適用して計3個の偏心重錘を構成した場合、該3個の偏心重錘それを支持して回転駆動させる駆動系の力学的条件の困難を解消することができ、特に、回転軸の曲げ応力を軽減させることができる。すなわち、3個の偏心重錘の回転軸の中心線を相互に一致させて、しかも該3個の偏心重錘の回転位相を制御しつつ回転駆動させようとすると、回転軸が受ける遠心力に起因する該回転軸のペンドギング変形に耐えることが難しい問題となる。そこで請求項11の構成によって1本の内軸に1個の偏心重錘を取り付けて支持・回転駆動するとともに、上記1本の内軸に外嵌した2本の外軸のそれぞれに2個の偏心重錘を1個ずつ取り付けて支持・回転駆動すると、これら計3個の偏心重錘を支持する回転軸部材の曲げ応力を軽減することができ、しかも該3個の偏心重錘のそれを個別に支持し、個別に回転駆動するとともに、1個の偏心重錘と2個の偏心重錘との間における回転位相差を容易に、かつ確実に制御することができる。

【0056】請求項12の発明によると、「1個の偏心重錘」と「同一回転位相を保つ2個の偏心重錘」との回転位相差を0度～30度の間で変化せしめられるので、比較的小さい操作力で起振力の増減調節が可能である。その上、回転位相差が60度を越えないように、すなわち±30度を越えないよう機械的に拘束されているので、位相差の制御操作を誤って位相差を30度よりも大きくしてしまう虞れがない。位相差が30度を越えると位相制御に要する操作力が著しく大きくなつて制御不能な状態に陥る虞れ無しとしないので、位相差が30度を越えないことが保証されると作動信頼性が高く、操作を誤って振動公害を発生させてしまう虞れがない。

【0057】請求項13の発明によると、Aグループの複数個の偏心重錘の総合偏心モーメントと、Bグループの複数個の偏心重錘の総合偏心モーメントとが等しく、もしくはほぼ等しいという大枠の制約の範囲内で、個々の偏心重錘を任意に構成することができるので設計的自由度が大きい。そして、Aグループの総合偏心モーメントとBグループの総合偏心モーメントとが等しくなるように構成しておくと、双方のグループの間の位相差を制御することによって起振力を定格値とゼロとの間で変化せしめることができるが、実際の作業においては起振力を完全にゼロならしめなくても良い場合（例えば振動加速度を重力加速度と等しからしめれば足りる場合）が少くないので、そのような場合にはA、B両グループの総合偏心モーメントをほぼ等しく設定しておくことによ

っても実用価値を有する起振機を構成することができる。

【0058】請求項14の発明によると、複数個の偏心重錘の回転駆動と位相制御とを簡単な機構で容易に行なうことができる。すなわち、前記請求項13の発明を適用して、それぞれ複数個の偏心重錘から成るA、B2つのグループを構成すると各グループ内における偏心重錘の設計的自由度が大きくなることは先に述べたとおりであるが、偏心重錘の個数が多く（少なくとも4個）なるので、これら多数の偏心重錘の駆動機構や位相差制御機構が複雑化する傾向を持つ。そこで前記請求項13の発明の構成に加えて請求項14の発明を適用してグループごとに偏心重錘を回転駆動するとともにグループごとに位相制御を行なうと、2個の偏心重錘より成る起振機の回転駆動・位相制御機構に準じる簡単な機構によって駆動・制御することが可能になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る偏心重錘式起振機の要部を示し、(A)は1実施例における偏心重錘歯車の中心線X-XをZ軸まわりに角 α だけ折り曲げて模式的に描いた分解斜視図であり、(B)は上記と異なる実施例における偏心重錘とその支持・伝動部材とを描いた部分的断面図である。

【図2】本発明の1実施例における偏心重錘の位相制御を説明するために示したもので、(A)は固定偏心重錘と可動偏心重錘とが回転軸に関して対称位置となって起振力がゼロにする基準状態を描いた模式図であり、

(B)は可動偏心重錘が基準状態から鋭角 θ だけ回転して起振力最大となった状態を描いた模式図であり、

(C)は起振力を中等度に調節された状態を描いた模式図である。

【図3】4本の回転軸のそれぞれに偏心重錘を取り付けたロータリ式起振機の説明図である。

【図4】振動装置を用いる杭打工事における地上波および地中波の伝達を示す説明図である。

【図5】振動杭打工事における共振現象を説明するための、時間一回転速度を表わした図表である。

【図6】前掲の図3に示した4軸4重錘式の起振機の作用を説明するための模式図であつて、(A)は図3におけると同様に偏心重錘が下降している状態を表し、(B)は約90度回転した状態を表し、(C)はさらに約90度回転して重錘が上昇した状態を表している。

【図7】2個の偏心重錘の組み合わせによって起振力を変化させる公知技術を説明するために示したものであつて、(A)は2個の偏心重錘が最大起振力を発揮する状態を表す模式図、(B)は起振力中程度である状態を表す模式図、(C)は起振力がやや小さい状態を表す模式図、(D)は起振力がゼロの状態を表す模式図である。

【図8】共通の回転軸に対して固定偏心重錘を固着するとともに可動偏心重錘を上記共通の回転軸に対する相対

的な回動角位置を調節できるようにした機構の模式図である。

【図9】上掲の図8に原理を示したように、共通の1軸に対して固定偏心重錘と可動偏心重錘とを配設して起振力を増減調節できるようにした起振機の従来例を示す斜視図である。

【図10】前掲の図9に示した従来例の調節機構を備えた起振機における回転軸と固定偏心重錘と可動偏心重錘との関係を説明するために示したもので、(A)は部分的に切断して描いた外観斜視図であり、(B)は回転軸と平行な方向に見たところを描いた模式図である。

【図11】前掲の図11(B)に示した偏心重錘式起振機の駆動系統を含めた回転系の全部を示す断面図に、位相制御機構の構成部材を鎖線で付記した構成・作動説明図である。

【図12】回転軸に固着された固定偏心重錘と、該回転軸に対して回転自在に取り付けられた可動偏心重錘とよ

りなる起振ユニットを2組具備している起振機の水平断面図である。

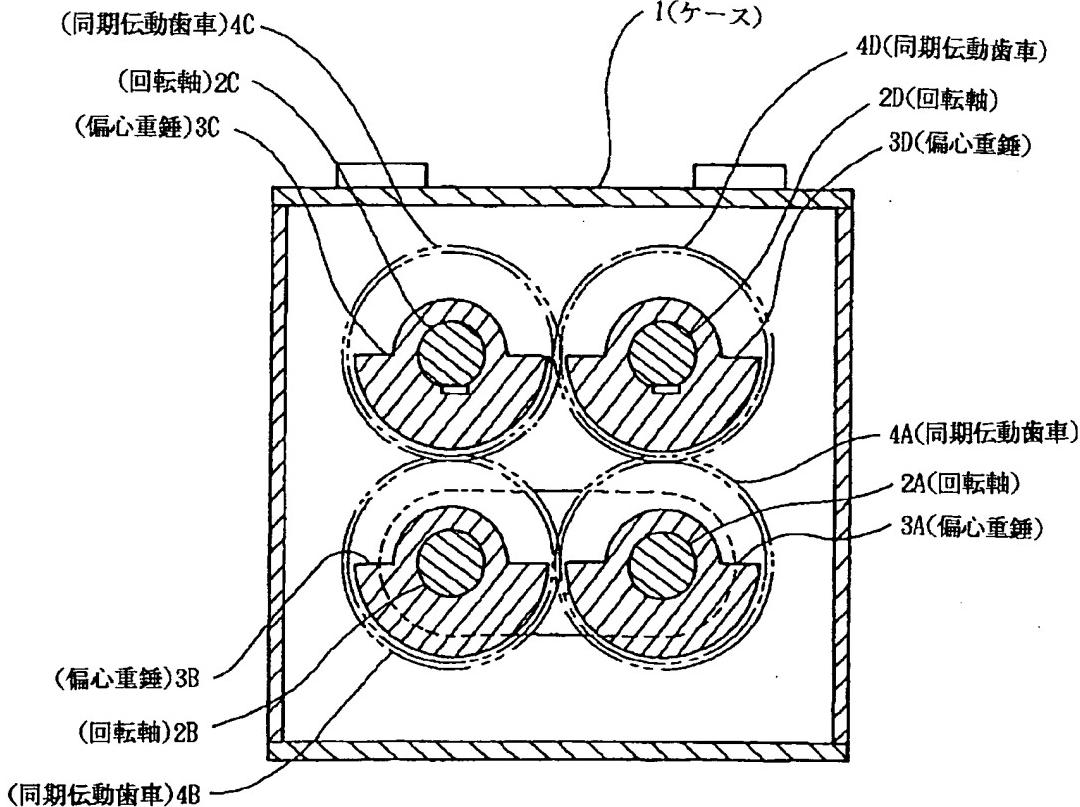
【図13】回転軸Xに対する固定偏心重錘および可動偏心重錘の重心位置と取付点との関係を示す模式図である。

【符号の説明】

1…起振機のケース、2, 2A～2D…回転軸、3, 3A～3D…偏心重錘、4, 4A～4D…同期回転用の伝動歯車、5…クレーンブーム、6…振動装置（起振機）、7…杭、8…民家、9, 9A, 9B…固定偏心重錘、10, 10A, 10B…可動偏心重錘、10a～10c…可動偏心重錘の調整位置、11…駆動用ブーリ、12…メネジ穴、13…ノックピン、14…セットボルト、15…六角レンチ、16…固定偏心重錘、17…可動偏心重錘、18…管状外軸、20…固定偏心重錘歯車、21…偏心重錘歯車軸、22…可動偏心重錘歯車、26…歯車ボス、30…内軸。

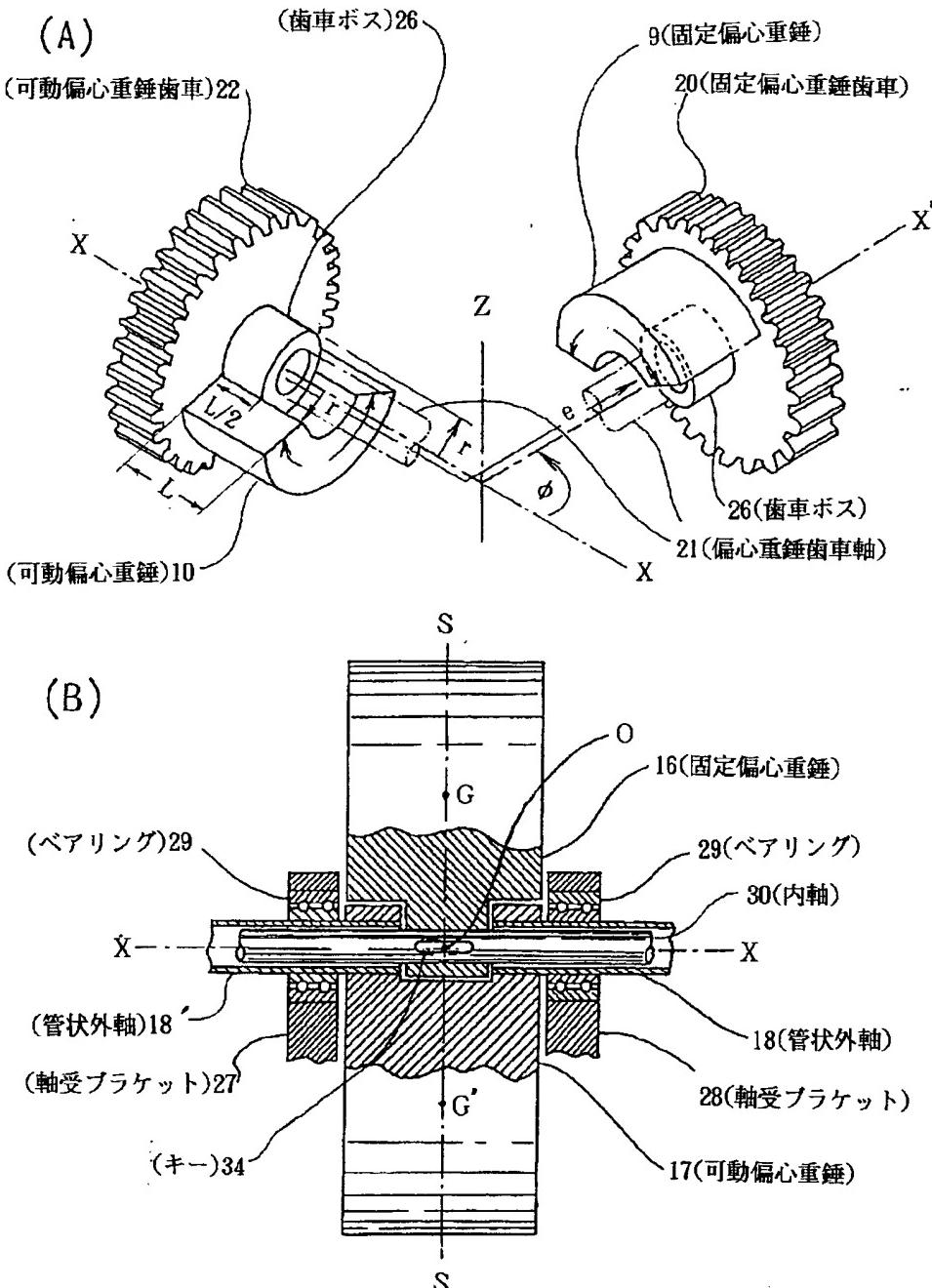
【図3】

【図 3】



【図1】

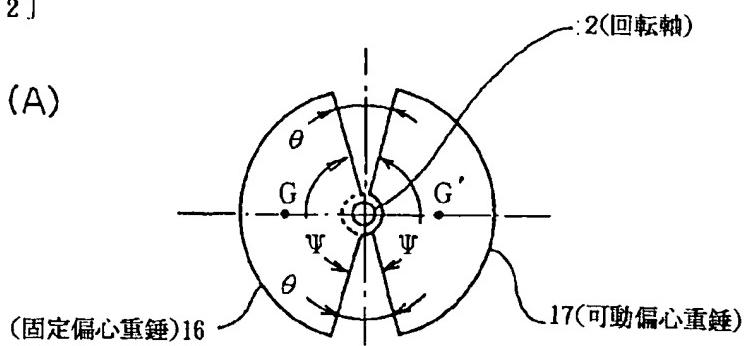
【図1】



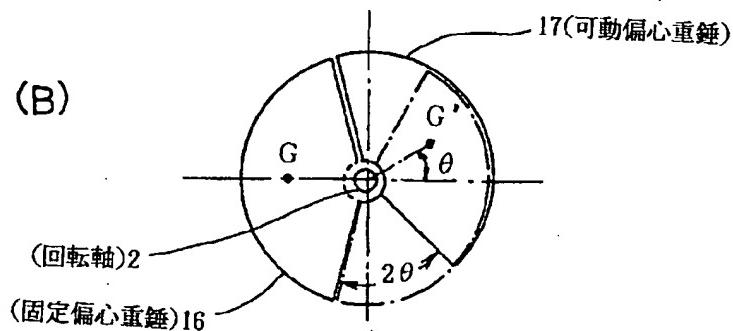
【図2】

[図 2]

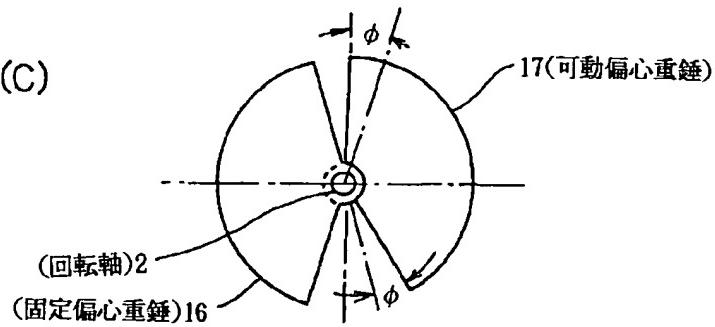
(A)



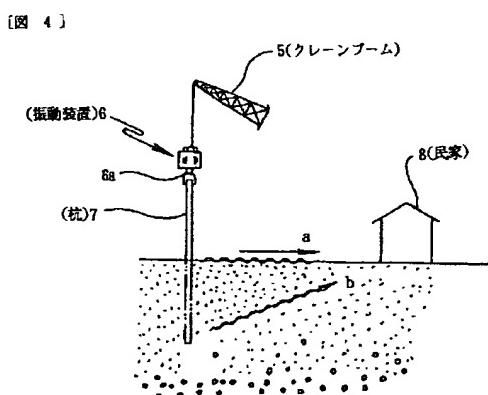
(B)



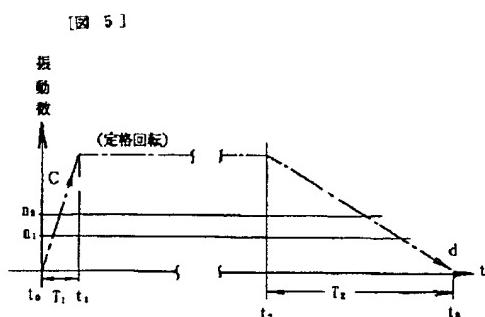
(C)



【图4】

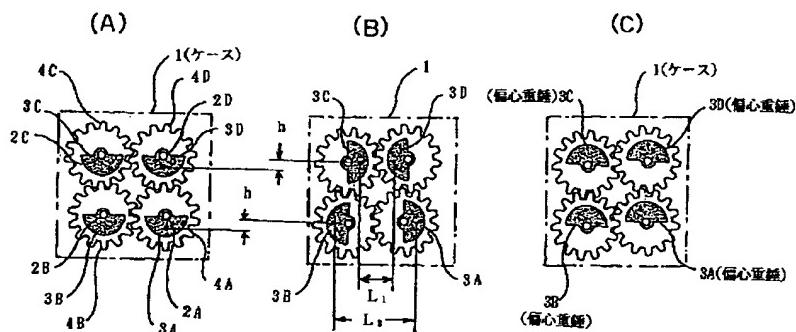


〔図5〕



〔図6〕

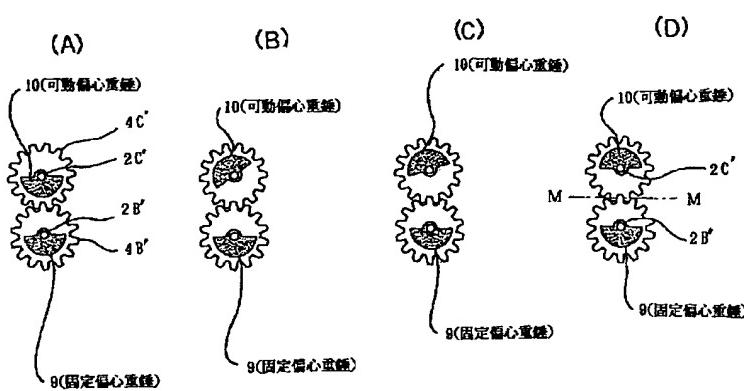
[B]



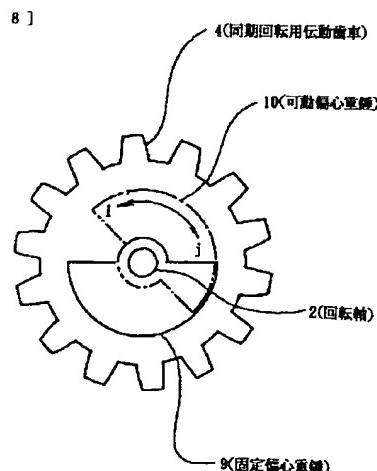
【図7】

【図8】

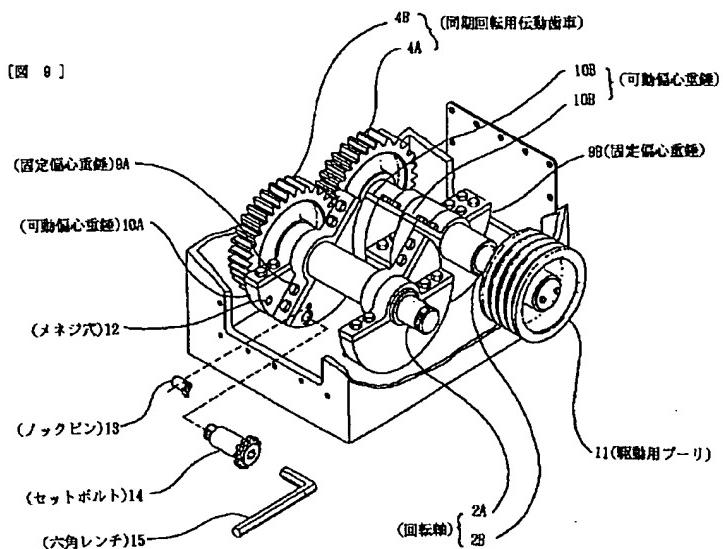
[图 7]



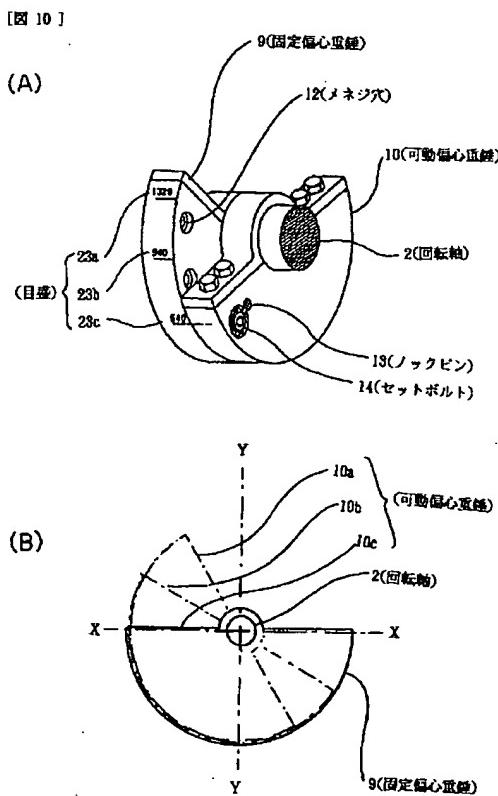
[图 8]



【図9】

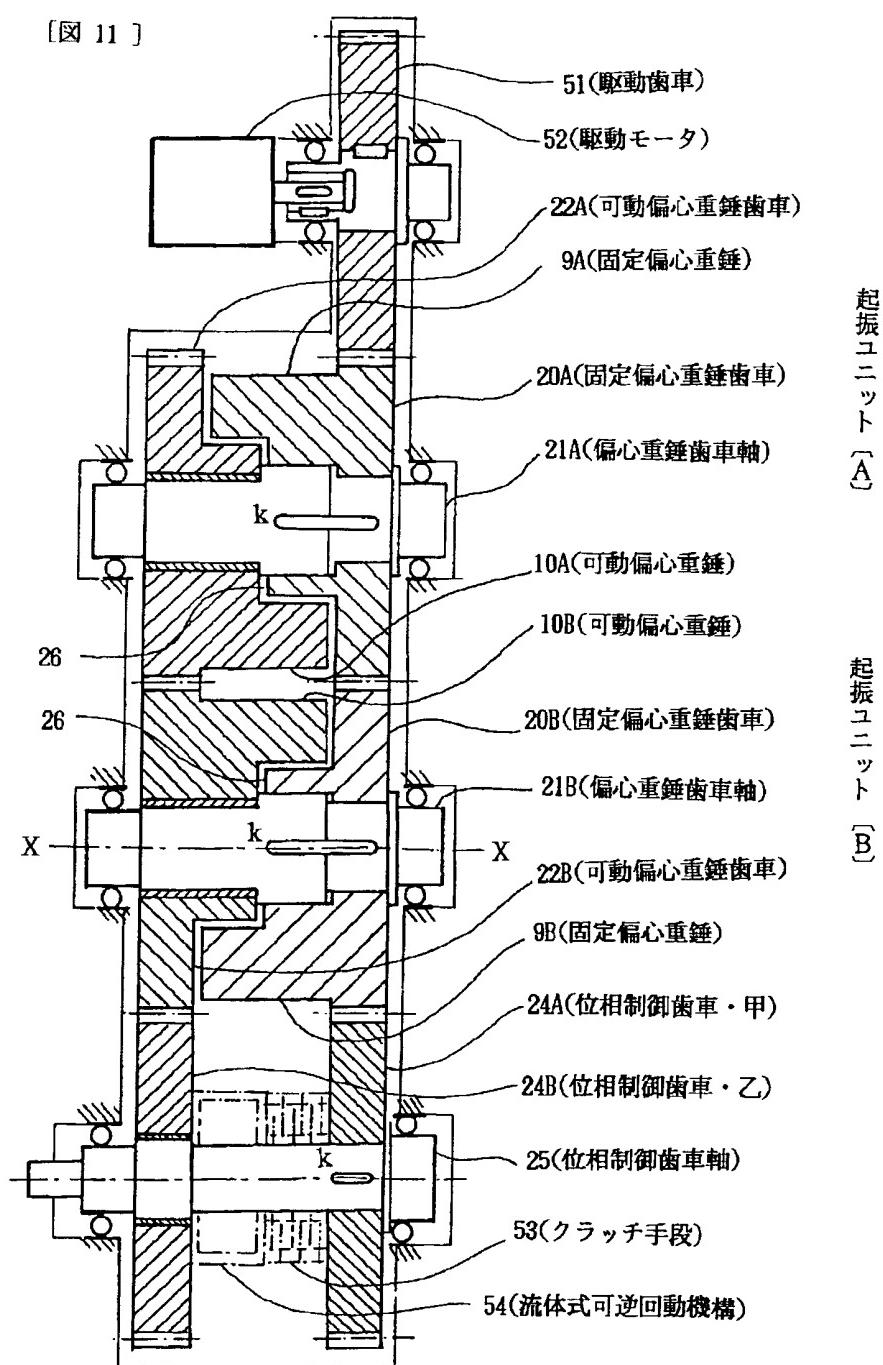


【図10】

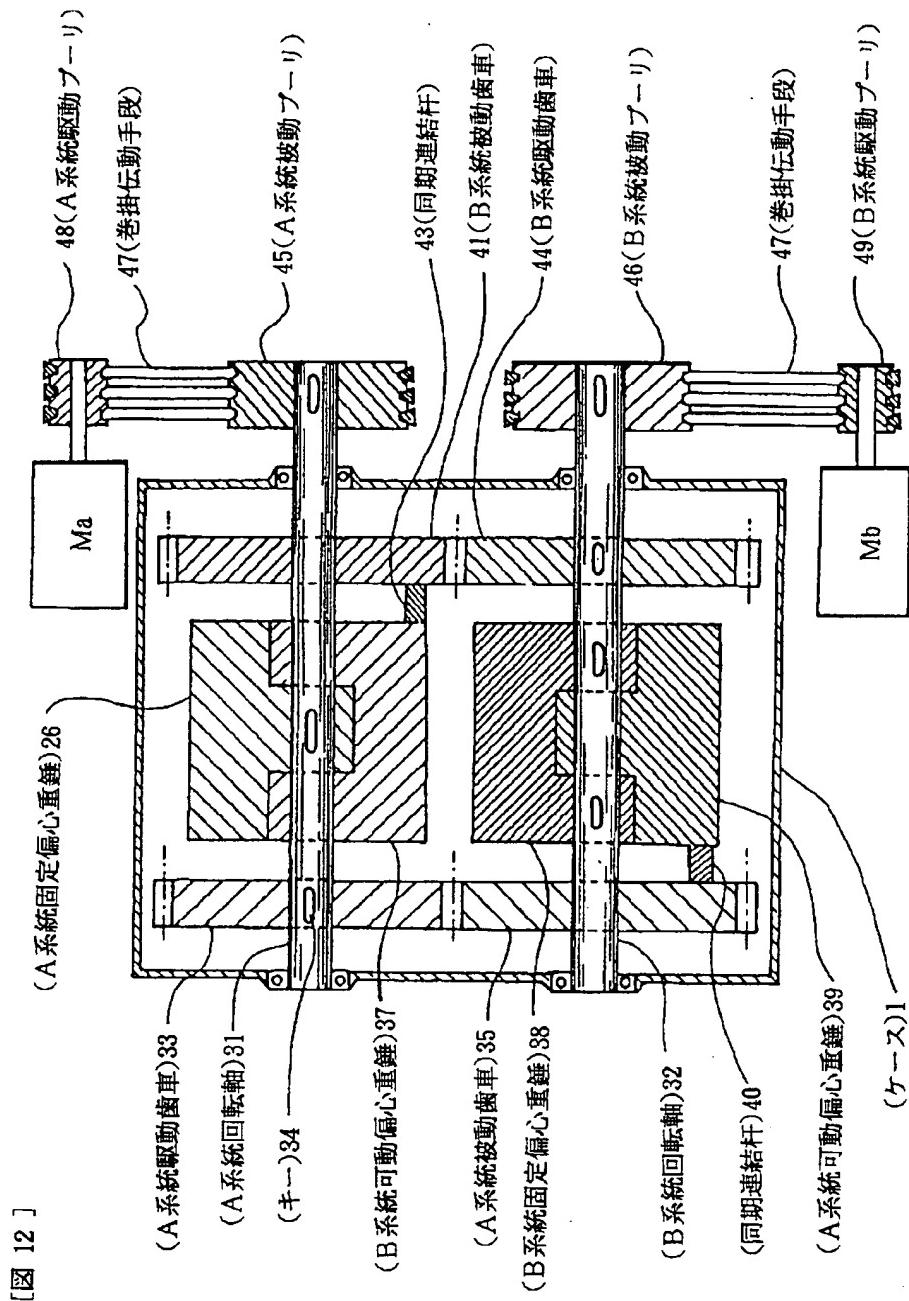


【図11】

[図11]

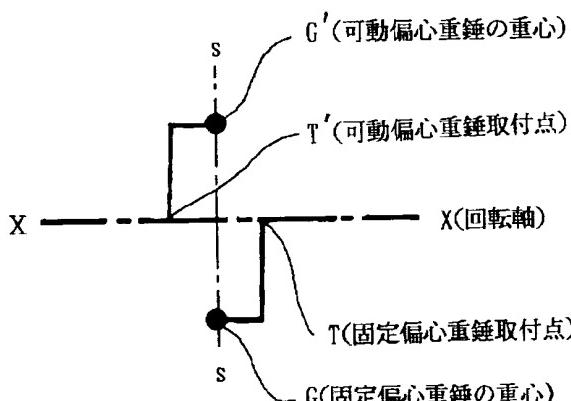


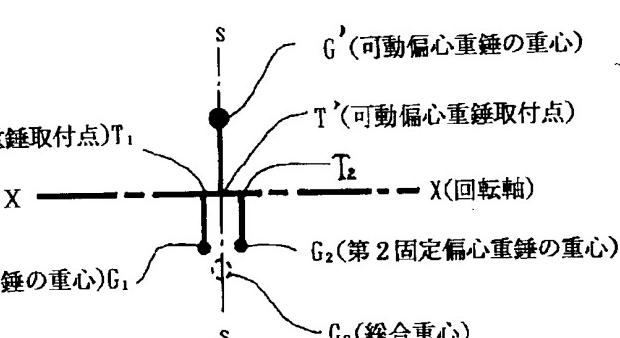
【図12】

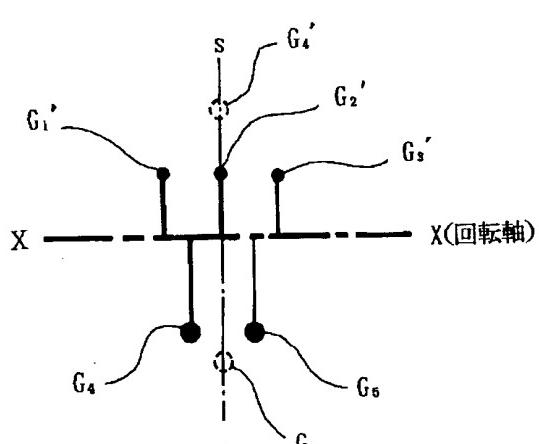


【図13】

[図 13]

(A)  A diagram showing a horizontal axis labeled X (回転軸). A vertical dashed line labeled S passes through the axis. A point T is marked on the left side of the axis, and a point T' is marked on the right side. A curved line labeled G' (可動偏心重錘の重心) connects T' to the axis. A curved line labeled G (固定偏心重錘の重心) connects T to the axis.

(B)  A diagram showing a horizontal axis labeled X (回転軸). A vertical dashed line labeled S passes through the axis. Two points T₁ and T₂ are marked on the left side of the axis. A point T' is marked on the right side. A curved line labeled G' (可動偏心重錘の重心) connects T' to the axis. A curved line labeled G₁ (第1固定偏心重錘の重心) connects T₁ to the axis. A curved line labeled G₂ (第2固定偏心重錘の重心) connects T₂ to the axis. A curved line labeled G₃ (総合重心) connects the center of G₁ and G₂ to the axis.

(C)  A diagram showing a horizontal axis labeled X (回転軸). A vertical dashed line labeled S passes through the axis. Six points T₁ through T₆ are marked along the axis. A point T' is marked on the right side. Curved lines labeled G₁', G₂', G₃', G₄', and G₆' connect T₁, T₂, T₃, T₄, and T₆ respectively to the axis. A curved line labeled G₅ connects the center of G₁' and G₂' to the axis.